
	<p align="center">UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO Departamento de Engenharia Mecânica DEM/POLI/UFRJ</p>	 <p align="center">Universidade Federal do Rio de Janeiro Escola Politécnica</p>
---	---	---

Otimização de Canais de Resfriamento em Palhetas de Turbina a Gás

Pedro Henrique Epichin Cheroto

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

Prof. Marcelo José Colaço

Prof. Hélcio Rangel Barreto Orlande

Prof. Albino José Kalab Leiroz

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

MAIO DE 2013

Índice

1	Introdução	6
2	Introdução à Transferência de calor.....	8
2.1	Condução	8
2.2	Convecção	11
3	Conceitos Básicos sobre Turbinas a Gás	15
3.1	Uma visão geral sobre Turbinas a Gás.....	15
3.2	Principais Componentes de uma Turbina	19
3.3	Materiais.....	25
3.4	Ciclo Brayton	26
3.5	Conceitos sobre Resfriamento de Palheta de Turbina.....	29
4	O Método de Otimização da Descida mais Íngreme	32
5	Otimização da Palheta	35
5.1	Uma introdução ao Software.....	35
5.2	Dados de entrada	35
5.3	Aplicação do Método ao Problema de Engenharia	41
5.4	Estudo de Convergência.....	50
6	Resultados e Pós-Processamento	54
6.1	Caso de Otimização de um Canal	54
6.2	Caso de Otimização com Dois Canais	61
7	Considerações Finais	70
8	Bibliografia	73
	Apendice A – Rotinas de Otimização.....	75

Índice de Figuras

Figura 2.1 - Transferência de calor por condução em uma barra (WONG, 2011).....	9
Figura 2.2 - Volume de Controle Infinitesimal	10
Figura 2.3 - Nesta clássica imagem da panela no fogão, é possível ver o fluido mais quente subindo, cedendo lugar para o fluido frio, criando as correntes convectivas. (CRPT, 1999)	12
Figura 2.4 – Vemos na imagem que a variação de temperatura se torna mais sutil à medida que as temperaturas se aproximam - ou seja, quando o ΔT é reduzido a zero. (LPS, 2011).....	14
Figura 3.1 - Turbina a Gás LM2500 da General Electric. (BOYCE, 2002).....	15
Figura 3.2 - Uma turbina a Gás tipo Frame da GE. (BOYCE, 2002)	18
Figura 3.3 - Corte de uma Turbina a Gás industrial, a Siemens/KWU. (BOYCE, 2002)	18
Figura 3.4 – Características dos compressores. (BOYCE, 2002).....	20
Figura 3.5 - Um rotor de turbina de alta pressão da ALSTOM. (BOYCE, 2002).....	21
Figura 3.6 - Esta figura mostra o esquema de um típico combustor. (BOYCE, 2002) ..	22
Figura 3.7 - Esquema de funcionamento de uma turbina axial. (BOYCE, 2002)	22
Figura 3.8 - Esquema de uma turbina Curtis. (BOYCE, 2002).....	23
Figura 3.9 - Esquema de funcionamento de uma turbina tipo Ratteau. (BOYCE, 2002)	24
Figura 3.10 - Esquema do funcionamento de uma turbina do tipo de Reação. (BOYCE, 2002).....	25
Figura 3.11 - Aumento de temperatura de entrada na turbina e de temperatura suportada ao longo do tempo. (BOYCE, 2002)	26
Figura 3.12 - Ciclo padrão a ar Brayton (BOYCE, 2002).....	27
Figura 3.13 - Eficiências do ciclo em função da temperatura de entrada na turbina e a razão de pressão. Considerando eficiência do compressor de 87% e de turbina de 92%. (BOYCE, 2002).....	29
Figura 3.14 - Esquemas mostrando os diferentes tipos de resfriamento de palheta de turbina. (BOYCE, 2002).....	31
Figura 4.1 - Imagem ilustrativa do Método da Descida mais Íngreme. (KOMAREK, 2004).....	32

Figura 5.1 - Imagem do Perfil do VKI Rotor (GARG, 2000)	36
Figura 5.2 - Prescrição de Temperatura em todos os nós do canal de resfriamento.	38
Figura 5.3 - Distribuição do Coeficiente de Convecção ao longo da corda nos lados de sucção e de pressão. (GARG, 2000).....	38
Figura 5.4 - Equação de ajuste do coeficiente de convecção no lado de sucção.....	39
Figura 5.5 - Equação de ajuste do coeficiente de convecção no lado de pressão.....	40
Figura 5.6 - Inserção do Coeficiente de Convecção nos lados de pressão e sucção.	41
Figura 5.7 - Posição do canal na primeira iteração, e distribuição de temperatura na chapa.	43
Figura 5.8 - Posição do canal na décima primeira iteração, e distribuição de temperatura na chapa.	44
Figura 5.9 - Posição do canal na vigésima primeira iteração, e distribuição de temperatura na chapa.	44
Figura 5.10 - Posição do canal na trigésima primeira iteração, e distribuição de temperatura na chapa.	45
Figura 5.11 - Posição do canal na quadragésima primeira (e última) iteração, e distribuição de temperatura na chapa.	46
Figura 5.12 - Subtração da Área do perfil pela a área do canal, no caso em que a área do canal está dentro da tolerância permitida.	48
Figura 5.13 - da Área do perfil com a área do canal, no caso em que a área do canal está fora da tolerância permitida.....	48
Figura 5.14 - Exemplo de instabilidade dinâmica	49
Figura 5.15 - Gráfico genérico mostrando a variação da função de interesse em função do refino da malha. (ECKERSLEY, 2009)	51
Figura5.16 - Malha do Caso 1, menos refinada.....	52
Figura5.17 - Malha do Caso 2, mais refinada.	53
Figura 6.1 - Posição Inicial do Canal.	55
Figura 6.2 - Gráfico mostrando a convergência da rotina com uma tolerância de 0.05%.	56
Figura 6.3 - Distribuição de Temperatura na iteração 1.	57
Figura 6.4 - Distribuição de Temperatura na iteração 10.	58
Figura 6.5 - Distribuição de Temperatura na iteração 20.	58
Figura 6.6 - Distribuição de Temperatura na iteração 30.	59

Figura 6.7 - Distribuição de Temperatura na iteração 40.....	59
Figura 6.8 - Distribuição de Temperatura na iteração 45.....	60
Figura 6.9 - Posição Inicial dos Canais.	62
Figura 6.10 - Gráfico mostrando a convergência da rotina com uma tolerância de 0.05%.....	64
Figura 6.11 - Distribuição de Temperatura na iteração 1.....	65
Figura 6.12 - Distribuição de Temperatura na iteração 15.....	65
Figura 6.13 - Distribuição de Temperatura na iteração 30.....	66
Figura 6.14 - Distribuição de Temperatura na iteração 45.....	66
Figura 6.15 - Distribuição de Temperatura na iteração 60.....	67
Figura 6.16 - Distribuição de Temperatura na iteração 71.....	68

1 Introdução

O advento da tecnologia nos últimos anos foi tão súbito e acelerado, que em diversas áreas, os avanços e aplicações permitidos por este desenvolvimento acabam passando despercebidos por grande parte das pessoas durante bastante tempo.

É este o caso da programação. A engenharia existe desde sempre, a programação, entretanto, é mais recente. A popularização dos computadores, então, é mais recente ainda. Por este motivo, o uso da programação em aplicações de engenharia ainda não recebe uma ênfase tão grande quanto merece.

Atualmente, já existem prontos diversos métodos numéricos de resolução de problemas difíceis de tratar analiticamente; estes métodos estão disponíveis por meio de softwares comerciais como o Maple, o Mathematica, o Mathcad, e o Matlab. Existem inclusive programas específicos para a resolução de problemas de engenharia, por exemplo, o Ansys, o Abaqus, o CFX e o Fluent.

A ideia deste trabalho é usar a programação em conjunto com um software de elementos finitos, no caso, o Ansys 14.0, para resolver um problema de engenharia.

O objeto de estudo neste projeto foi a otimização da posição e do tamanho dos canais de resfriamento em uma palheta de turbina. Através do método de otimização do Steepest Descent(descida mais rápida), calculou-se a posição e tamanho ideais para um e dois canais de uma palheta submetida a um escoamento externo de um fluido a altas temperaturas, tendo como objetivo obter a menor temperatura máxima possível no interior da palheta. Este tipo de cálculo é difícil de se fazer analiticamente, mas com um método de elementos finitos para obter uma solução aproximada do problema térmico, e a ajuda de um computador com um programa para fazer um processo iterativo de otimização, a resolução do problema se torna relativamente simples.

A geometria, as condições de contorno e a implementação do método de otimização foram todos feitos em um programa, em APDL (Ansys Parametric Design Language) para ser usado em conjunto com o Ansys.

O projeto segue uma determinada sequência para facilitar o entendimento do leitor. Primeiro, será feita uma breve introdução à transferência de calor. Utilizando esta

introdução como base, será mais fácil compreender os fenômenos que ocorrem na palheta durante o funcionamento da turbina.

Antes de entrar diretamente no assunto das palhetas, é importante ter uma noção do funcionamento da turbina a gás propriamente dita, entendendo cada componente e sua função; e na sequência, o ciclo de geração de energia utilizado por este equipamento. Isto é de extrema importância, pois a partir destes dados, sabendo como é calculado o rendimento do ciclo, percebe-se a importância da temperatura de entrada no primeiro estágio, e, por consequência, a importância do resfriamento da palheta de turbina.

Tendo estes conhecimentos, o método de otimização será apresentado, e será explicado como o método é aplicado ao problema de engenharia.

Por fim, os resultados serão analisados, e será possível ver a aplicabilidade do método de otimização ao problema estudado.

2 Introdução à Transferência de calor

Este tópico irá explicar com mais detalhes algumas questões relevantes sobre a transferência de calor. Será considerado relevante aquilo que tiver alguma ligação aos fenômenos que ocorrem nas proximidades da palheta durante o funcionamento da turbina. Basicamente, teremos como ênfase o estudo da transferência de calor por condução e por convecção.

Considerando a ordem de grandeza das temperaturas envolvidas no problema (que chegam no máximo a uns 1400-1500 ° C), os efeitos de radiação se tornam pequenos se comparados com a condução e convecção (a alta velocidade do escoamento gera coeficientes de transferência de calor por convecção bastante altos), e por este motivo, a radiação não será levada em conta neste trabalho.

2.1 Condução

A condução tem um papel fundamental neste estudo, já que é por meio dela que ocorre toda a transferência de calor no interior da palheta.

Na transferência de calor, a condução térmica (também conhecida como difusão térmica) nada mais é do que a transferência de energia térmica entre átomos e moléculas vizinhos em uma substância. Esta transferência ocorre por causa de um gradiente de temperatura. Em outras palavras, é um modo de transferência térmica causado por uma diferença de temperaturas ao longo de um meio contínuo. (P. INCROPERA e P. DEWITT, 1992)

Na Figura 2.1 vemos o efeito da condução de calor ao longo de uma barra.

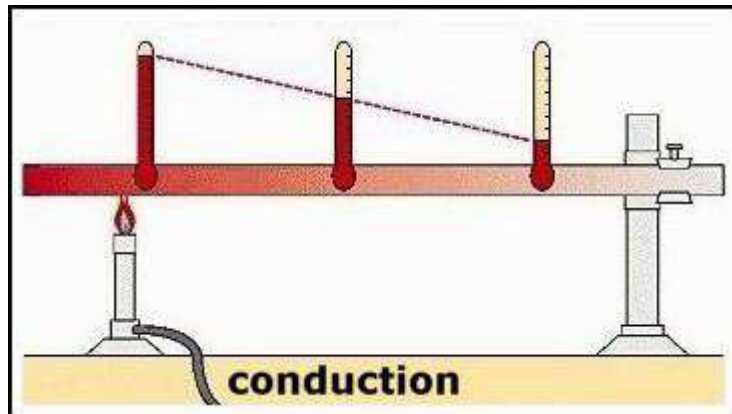


Figura 2.1 - Transferência de calor por condução em uma barra (WONG, 2011)

O fluxo de calor sempre ocorre a partir de uma região de maior temperatura para uma região de baixa temperatura, e atua no sentido de equalizar as diferenças de temperatura. Em escala atômica, a transferência de calor se dá através de choques entre as partículas integrantes do meio. Esses choques se propagam ao longo do meio, até ocorrer o equilíbrio térmico, acabando o efeito transiente.

Matematicamente, trabalhamos com a condução de calor (na maior parte dos casos), utilizando a lei de Fourier.

Lei de Fourier

A lei de condução de calor, também conhecida como Lei de Fourier, define que a taxa de transferência de calor em um material é proporcional ao negativo do gradiente de temperatura e à área. Esta lei pode ser escrita de duas maneiras: da forma diferencial de da forma integral. Trabalharemos com a forma diferencial:

$$q = -K\nabla T$$

Tal que q é o calor transferido por unidade de área, K é a condutividade térmica do material, e ∇T é o gradiente de temperatura.

A condutividade térmica é geralmente tratada como uma constante, porém, isto nem sempre é uma aproximação válida. Existe uma variação da mesma conforme a

temperatura é alterada, mas esta variação geralmente é pequena, e portanto desprezada. Para as aplicações deste projeto, a condutividade térmica será considerada constante.

Equação do Calor para a Condução

Tendo em mãos a maneira como ocorre a transferência de calor, podemos utilizar a conservação da energia em um volume de controle diferencial para obtermos a equação de calor onde ocorre transferência de calor por condução apenas.

Seja a variação da energia interna igual a:

$$\dot{E}_{st} = \rho C_p \frac{dT}{dt} (dx dy dz)$$

Ao fazer o balanço de energia, temos que:

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} + \dot{E}_g = \dot{E}_{st}$$

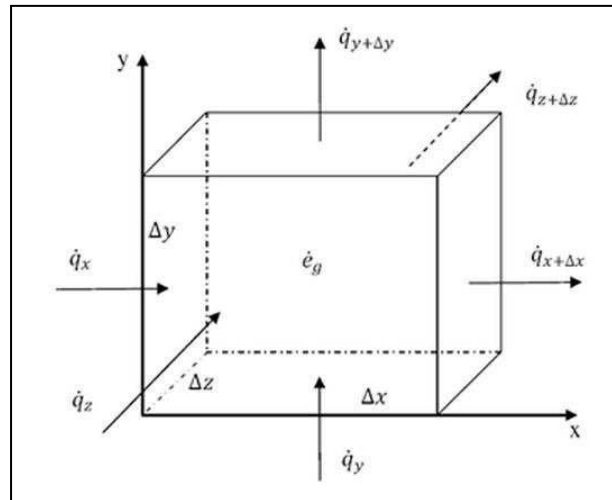


Figura 2.2 - Volume de Controle Infinitesimal

Ou seja, a energia de entrada, menos a energia de saída, mais a geração interna de calor é igual à energia absorvida.

Vemos na Figura 2.2 a ilustração do volume de controle infinitesimal.

Se desconsiderarmos a geração interna de energia, temos que:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \rho C_p \frac{dT}{dt}$$

Em regime permanente, temos apenas:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) = 0$$

2.2 Convecção

A convecção também tem um papel essencial neste estudo, já que é por meio dela que ocorre toda a troca de calor do fluido que escoar em volta da palheta com a mesma.

Esta forma de trocar calor é semelhante à condução, com a diferença de que um dos domínios com o qual é trocado calor é um fluido, ou seja, ele não tem resistência a cisalhamento. O fato do fluido não ter resistência a cisalhamento implica em uma propriedade de suma importância para este mecanismo de troca de calor: o domínio fluido pode ter deslocamentos internos próprios. Isto faz com que partículas com temperaturas próximas à temperatura da interface possam se movimentar – seja por variação de massa específica (convecção natural) ou devido ao próprio escoamento (convecção forçada) e ceder o lugar para partículas com temperaturas diferentes, tornando esta forma de trocar calor muito mais eficiente.

A Figura 2.3 ilustra o escoamento convectivo provocado por convecção natural.

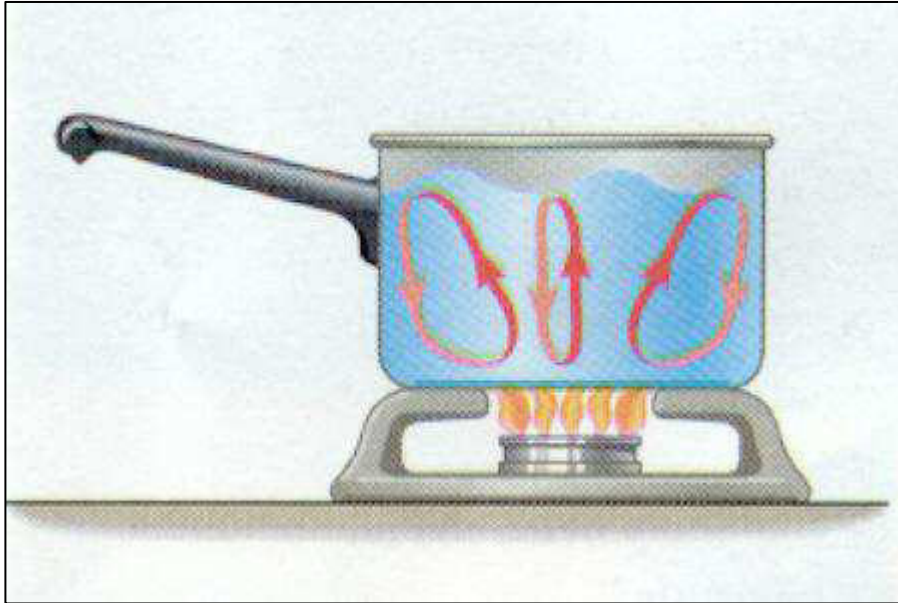


Figura 2.3 - Nesta clássica imagem da panela no fogão, é possível ver o fluido mais quente subindo, cedendo lugar para o fluido frio, criando as correntes convectivas. (CRPT, 1999)

Devido à complexidade dos possíveis escoamentos e diferenças geométricas, torna-se impossível definir uma equação analítica que retrate a troca de calor por convecção para casos generalizados. Isto é possível para casos particulares, como escoamentos forçados ao longo de placas planas, ou convecção natural em placas horizontais e verticais; mas devido a estas limitações, soluções analíticas para a convecção geralmente não são muito utilizadas. O mais comum na maior parte dos casos é a utilização da Lei de Resfriamento de Newton.

Lei de Resfriamento de Newton

A lei de resfriamento de Newton é uma lei empírica atribuída ao físico Isaac Newton, que diz que a taxa de perda de calor de um corpo é proporcional à diferença de temperatura entre o próprio corpo e o ambiente com o qual ele está trocando calor. Simbolicamente, seria o equivalente a dizer:

$$\text{Taxa de Perda de Calor} \propto \Delta T$$

Esta lei não é 100% válida, pois o coeficiente que relaciona a taxa de transferência de calor com a diferença de temperatura não é uma constante, mas sim um valor que depende da temperatura e do estado do escoamento (há uma diferença para escoamentos turbulentos e para escoamentos laminares); entretanto, em muitos casos esta variação é pequena o suficiente para ser desconsiderada.

Através da lei de Fourier conseguimos expressar a Lei de Resfriamento de Newton, explicitando a constante de proporcionalidade entre a taxa de transferência de calor e a diferença de temperaturas.

$$\frac{dq}{dt} = h A(T_{\infty} - T(t))$$

Tal que A é a área onde ocorre a troca de calor, T_{∞} é a temperatura do ambiente, $T(t)$ é a temperatura do corpo e h é o coeficiente de transferência de calor por convecção. Este coeficiente é dependente de fatores como a forma, o tipo de escoamento e propriedades de material. Ou seja, existe um para cada tipo de situação. Os valores do h são obtidos experimentalmente ou através de modelos para casos particulares. Ele é um valor médio para a área, sendo uma aproximação. (ÖZISIK, 1985)

Em alguns casos, se o domínio for discretizado (como é o caso das análises neste projeto), pode-se usar uma distribuição de h variável ao longo das superfícies, tendo um valor local para cada face de elemento. Atualmente, é possível utilizar simulações de CFD para estudar escoamentos, e a partir destas é possível obter uma aproximação para a distribuição do coeficiente de convecção ao longo das superfícies. Estes dados porém, podem exigir um tempo computacional considerável devido aos modelos de turbulência e refino de malha exigido para conseguir capturar os efeitos locais do escoamento (descolamento da camada limite, efeito de esteira turbulento e outros fatores que influenciem a troca de calor), e nem sempre são viáveis.

Na Figura 2.4 é possível ver um exemplo da Lei de Resfriamento de Newton.

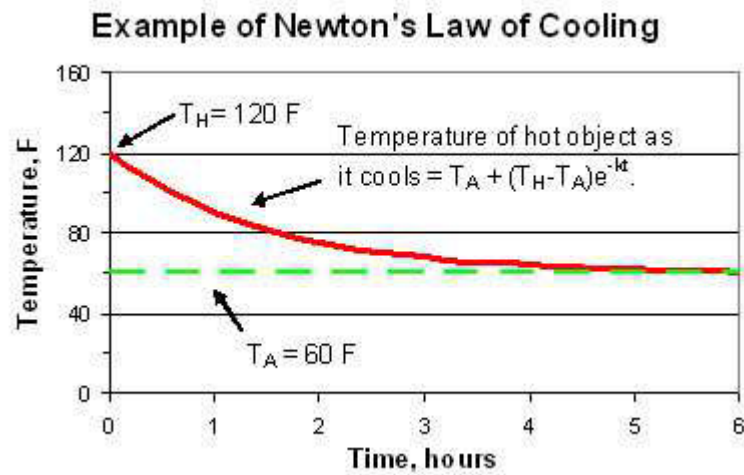


Figura 2.4 – Vemos na imagem que a variação de temperatura se torna mais sutil à medida que as temperaturas se aproximam - ou seja, quando o ΔT é reduzido a zero. (LPS, 2011)

Na imagem, é possível ver que à medida que a diferença de temperatura entre o objeto quente e o ambiente diminui, a derivada da curva de temperatura vai reduzindo. Ou seja: o fluxo de calor vai diminuindo, como esperado pela lei de Fourier.

3 Conceitos Básicos sobre Turbinas a Gás

Como o foco deste trabalho é estudar a otimização de um componente de uma turbina a gás, é importante ter um conhecimento geral sobre o funcionamento da mesma, de maneira a permitir a compreensão do sistema como um todo, e entender o porquê do critério de otimização que será utilizado adiante.

Serão abordados tópicos a respeito do funcionamento da turbina propriamente dita – quais são os componentes principais, qual o caminho percorrido de início ao fim, o que ocorre em cada parte do ciclo – e em seguida, será analisado o ciclo termodinâmico a partir do qual a turbina opera.

Tendo estas informações em mãos, é possível entender a importância da refrigeração das palhetas da turbina, e, portanto, serão vistos em seguida os métodos de resfriamento da palheta. Na Figura 3.1 vemos uma turbina gás da GE.

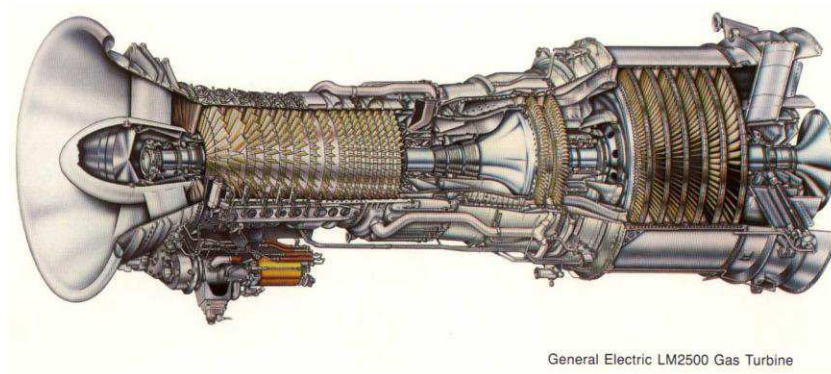


Figura 3.1 - Turbina a Gás LM2500 da General Electric. (BOYCE, 2002)

3.1 Uma visão geral sobre Turbinas a Gás

A turbina a gás é um equipamento gerador de energia que consegue produzir uma grande quantidade de energia em relação ao seu tamanho e peso. Ela tem sido cada vez mais utilizada nas últimas décadas na área de geração energética, tanto nas indústrias petroquímicas quanto nas usinas de geração de energia. O seu pequeno tamanho e pesos relativos, bem como a possibilidade de trabalhar com múltiplos combustíveis, tornam

este tipo de turbina uma escolha natural para plantas offshore. Hoje existem turbinas que trabalham com GNV, óleo diesel, nafta, metano, óleos combustíveis vaporizados, gás de biomassa, entre outros. (BOYCE, 2002)

Atualmente, tem ocorrido um grande avanço nas tecnologias envolvidas na turbina a gás. Este avanço está basicamente na utilização de materiais mais avançados, novos revestimentos/coberturas e na otimização dos métodos de refrigeração. Estes fatores, em conjunto com a maior capacidade de compressão dos compressores atuais, promoveram um aumento do rendimento de 15% para 45% em alguns tipos de turbina a gás (BOYCE, 2002).

As turbinas a gás de ciclo simples são divididas basicamente em cinco categorias (BOYCE, 2002):

- Turbinas a Gás Frame Type Heavy Duty – Estas são as maiores turbinas, e geram entre 3MW a 480MW de energia com eficiências entre 30 e 46%.
- Turbinas a Gás derivadas de Turbinas Aéreas – Como o próprio nome diz, estas eram originalmente turbinas propulsivas aéreas, que foram adaptadas (através da remoção do turbo-fan de by-pass e da adição de mais estágios para a geração de energia) para a geração de energia. Elas conseguem gerar entre 2.5MW e 50MW. As eficiências variam entre 35-45%.
- Turbinas a Gás do tipo industrial – Estas têm uma geração de energia que varia entre 2.5MW e 15MW. Este tipo de turbina é usado bastante em usinas petroquímicas. As eficiências chegam à casa dos 30%.
- Pequenas turbinas a gás - Estas turbinas geram entre 0.5MW e 2.5MW. Geralmente trabalham com compressores centrífugos e turbinas radiais, e tem eficiências mais baixas, entre 15 e 25%.
- Microturbinas – Trabalham com gerações entre 20kW e 350kW. A demanda por este tipo de turbina tem crescido bastante desde os anos 90. Apesar da geração

de energia inferior aos outros tipos citados, em alguns casos a eficiência chega a quase 30%.

Veremos com mais detalhes o primeiro tipo de turbina, que é o tipo em que as condições mais extremas ocorrem.

Turbinas a Gás Frame Type Heavy-Duty

Estas turbinas começaram a ser projetadas logo após a segunda guerra mundial, e entraram no mercado na década de 50. Inicialmente, elas eram projetadas de maneira muito parecida com as turbinas a vapor. Como elas eram industriais, não havia muitas restrições de peso e tamanho, e, por isso, o projeto incluía diversos componentes superdimensionados. A razão de compressão nos compressores destas turbinas passou de 5:1 nos modelos antigos para até 35:1 nos atuais. As temperaturas de entrada na turbina chegam até 1370 °C em alguns equipamentos, tornando a turbina a gás um dos geradores de energia mais eficientes existentes no mercado atual, atingindo eficiências de até 50%. As temperaturas de projeto chegam até 1650 °C, que, se fossem atingidas no funcionamento, tornariam a turbina mais eficiente ainda. Estudos atuais visam atingir estas temperaturas no funcionamento da turbina, e para conseguir isto, métodos eficientes de resfriamento de palheta devem ser utilizados, para conseguir manter as temperaturas da palheta abaixo de 704 °C, e prevenir problemas de corrosão. (BOYCE, 2002)

Este tipo de turbina a gás trabalha com compressores e turbinas axiais. Ela consiste de 15-17 estágios de compressor com 2-4 estágios de turbina axial, sendo que estas são responsáveis por manter o funcionamento dos compressores e do gerador. As Figura 3.2 e Figura 3.3 mostram turbinas Frame Type Heavy Duty.

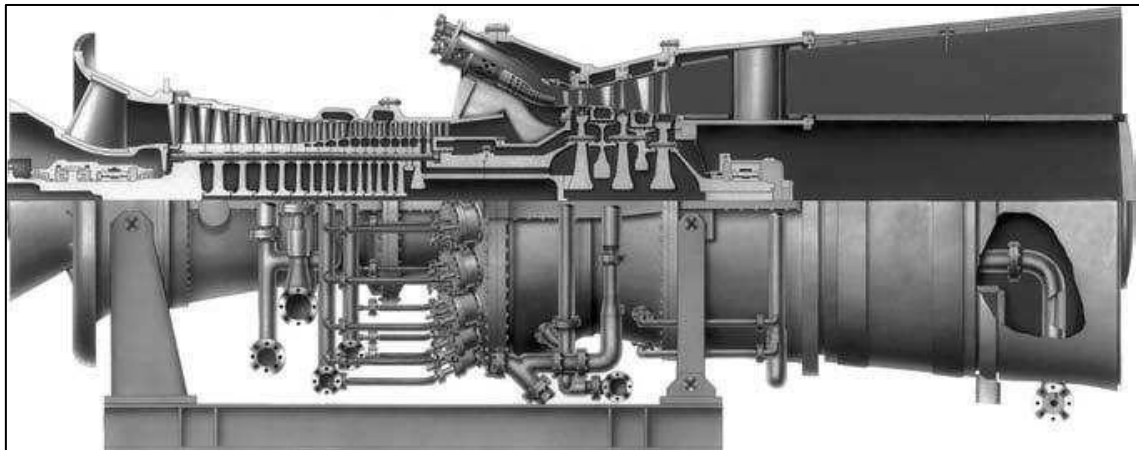


Figura 3.2 - Uma turbina a Gás tipo Frame da GE. (BOYCE, 2002)

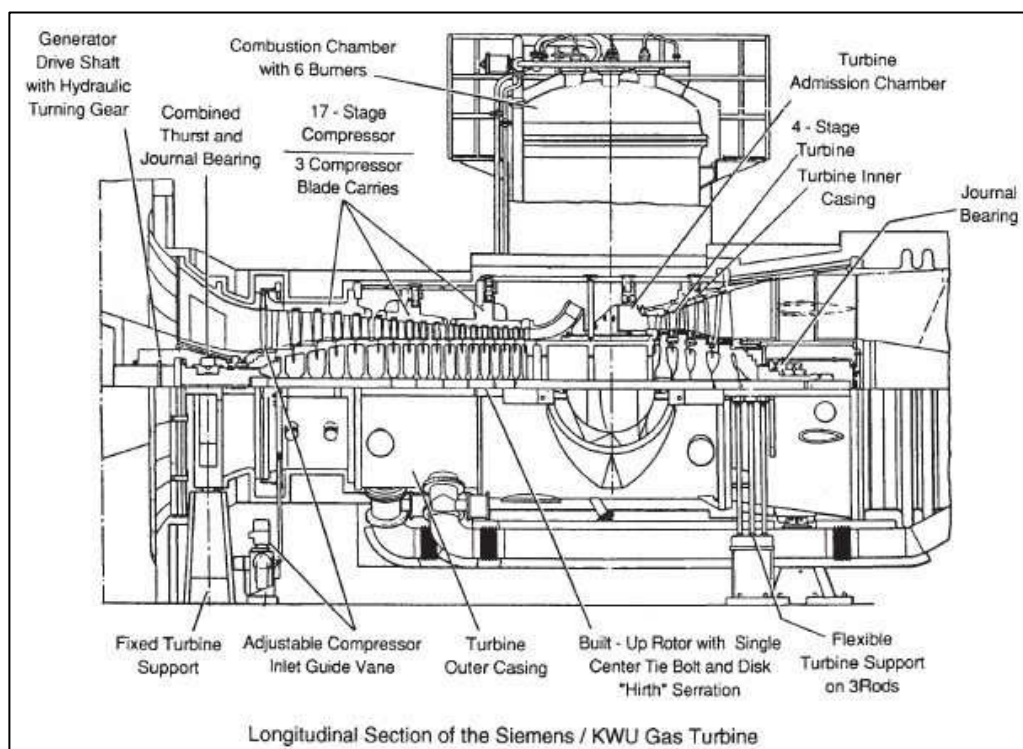


Figura 3.3 - Corte de uma Turbina a Gás industrial, a Siemens/KWU. (BOYCE, 2002)

As vantagens destas grandes turbinas em relação aos outros tipos são a vida útil bastante longa, a grande oferta das mesmas no Mercado, e as eficiências ligeiramente maiores. Os ruídos emitidos por elas também são razoavelmente inferiores aos provocados por turbinas aéreas adaptadas. Os maiores compradores destas turbinas são as companhias elétricas e os produtores independentes de energia.

As turbinas mais modernas deste tipo geram até 480MW utilizando resfriamento a vapor com um ciclo combinado, permitindo uma temperatura de entrada de até 1430 °C.

Isto acaba gerando uma eficiência do ciclo combinado superior até a 60%. (BOYCE, 2002)

3.2 Principais Componentes de uma Turbina

Neste tópico serão vistos quais são os principais componentes de uma turbina a gás, assim como suas funções e importância no processo como um todo.

Compressores

O compressor é um equipamento que aumenta a pressão de um determinado fluido de trabalho. Eles são divididos principalmente em três categorias: Compressores de deslocamento positivo, compressores centrífugos e compressores axiais.

Os compressores de deslocamento positivo são utilizados para obter uma vazão pequena e uma alta pressão (Head). Compressores centrífugos geram uma vazão média com um head mediano, e compressores axiais geram uma vazão alta e uma pressão baixa. Em turbinas a gás, utilizam-se os compressores axiais e centrífugos para comprimir o ar. Compressores de deslocamento positivo são utilizados para sistemas de lubrificações. (BOYCE, 2002)

Na Figura 3.4 vemos algumas características dos tipos diferentes de compressores.

Compressor Characteristics					
Types of Compressors	Pressure Ratio			Efficiency	Operating Range
	Industrial	Aerospace	Research		
Positive Displacement	Up to 30	—	—	75–82%	—
Centrifugal	1.2–1.9	2.0–7.0	13	75–87%	Large 25%
Axial	1.05–1.3	1.1–1.45	2.1	80–91%	Narrow 3–10%

Figura 3.4 – Características dos compressores. (BOYCE, 2002)

Os compressores axiais serão visto com mais detalhes devido à presença dos mesmos no tipo de turbina a gás que está sendo estudado. Um compressor axial comprime o seu fluido de trabalho da seguinte forma: Primeiro o fluido é acelerado, e depois difundido para obter o aumento de pressão. A aceleração é feita por meio das palhetas do rotor, e a difusão ocorre nas palhetas estacionárias (o estator). A difusão que ocorre no estator converte a energia cinética obtida no rotor em um incremento de pressão. Um compressor geralmente tem múltiplos estágios, com um aumento gradativo de pressão. Frequentemente utiliza-se uma fileira de palhetas guias, que estão fixas na entrada do compressor para direcionar o fluido para o ângulo desejado. Além dos estatores, um difusor adicional existe na saída do compressor, para difundir mais ainda e controlar a velocidade do fluido na hora de entrar na câmara de combustão.

Nos compressores axiais, o fluido passa de um estágio para o outro com um pequeno incremento de pressão. Através de aumentos bem pequenos de pressão, eficiências muito altas podem ser obtidas. O uso de múltiplos estágios permite que seja atingido um aumento de pressão de até 40:1. (BOYCE, 2002)

A Figura 3.5 mostra uma turbina de múltiplos estágios da Alstom, com um compressor de baixa pressão seguido por um compressor de alta pressão. Estes compressores trabalham com uma taxa de 30:1 ao longo de 22 estágios.

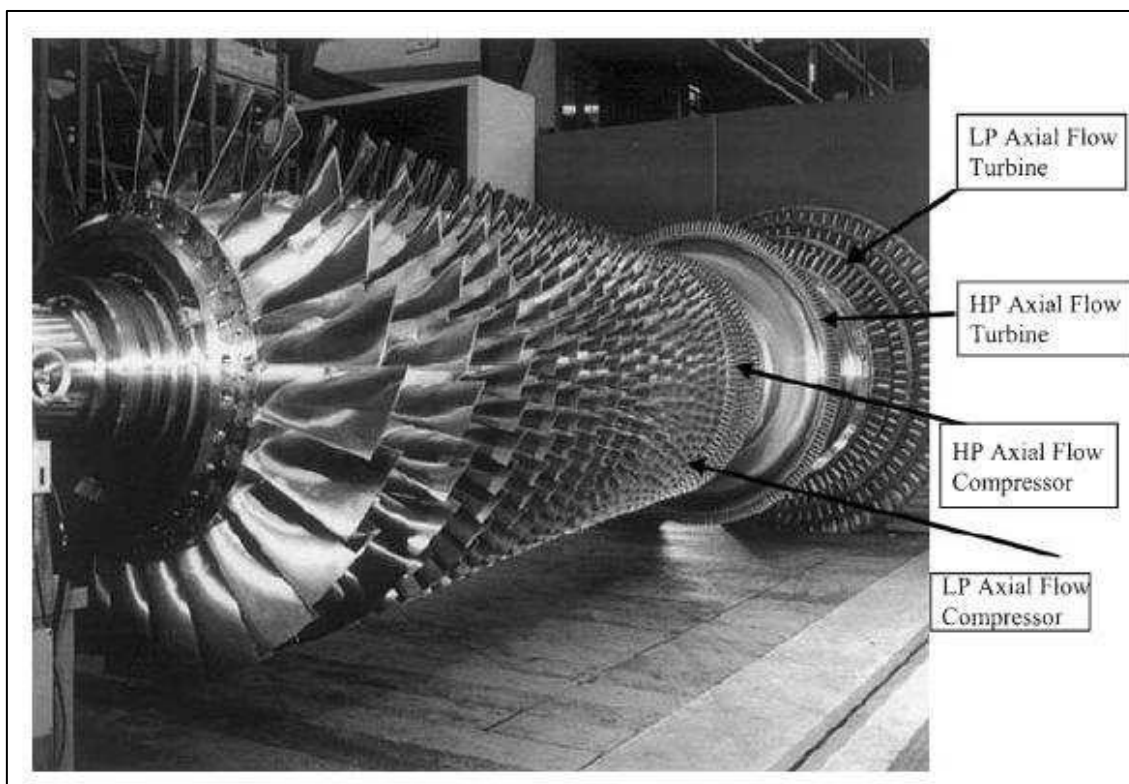


Figura 3.5 - Um rotor de turbina de alta pressão da ALSTOM. (BOYCE, 2002)

Combustores

Todos os combustores de turbina a gás cumprem a mesma função: eles aumentam a temperatura do gás à alta pressão. O combustor recebe o ar do compressor, e repassa o mesmo para a turbina com uma temperatura elevada com a menor perda possível de pressão. Aproximadamente um terço do ar fornecido pelo compressor é utilizado em uma reação de combustão, o produto desta combustão é então misturado com o restante do ar fornecido pelo compressor para que a mistura fique com uma temperatura adequada na entrada da turbina. (BOYCE, 2002)

Existem vários tipos de compressores, mas apesar disso, todos eles tem três regiões em comum: (1) uma zona de recirculação, (2) uma zona de queima e (3) uma região de diluição. Ou seja, parte do ar é desviado pela zona de recirculação, outra parte é queimada em conjunto com o combustível na câmara de combustão, e então o produto é misturado com o ar de recirculação. Essas três regiões podem ser vistas na Figura 3.6.

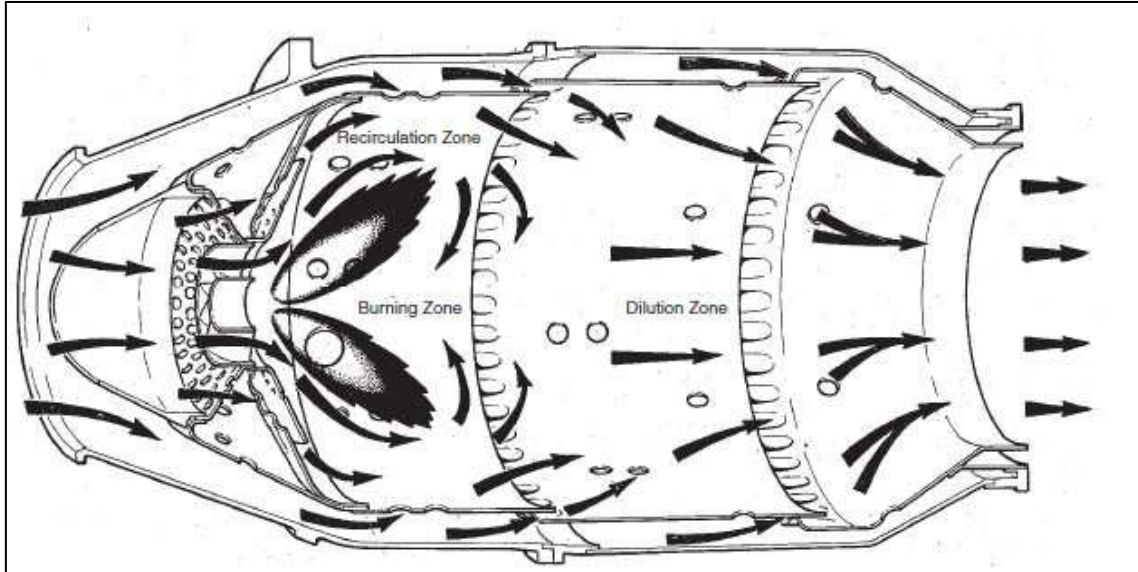


Figura 3.6 - Esta figura mostra o esquema de um típico combustor. (BOYCE, 2002)

Turbina Axial

Dois tipos de turbina são utilizados em turbinas a gás: a axial e a radial. A axial é utilizada em mais de 95% das aplicações.

Vemos na Figura 3.7 o esquema de funcionamento de uma turbina axial.

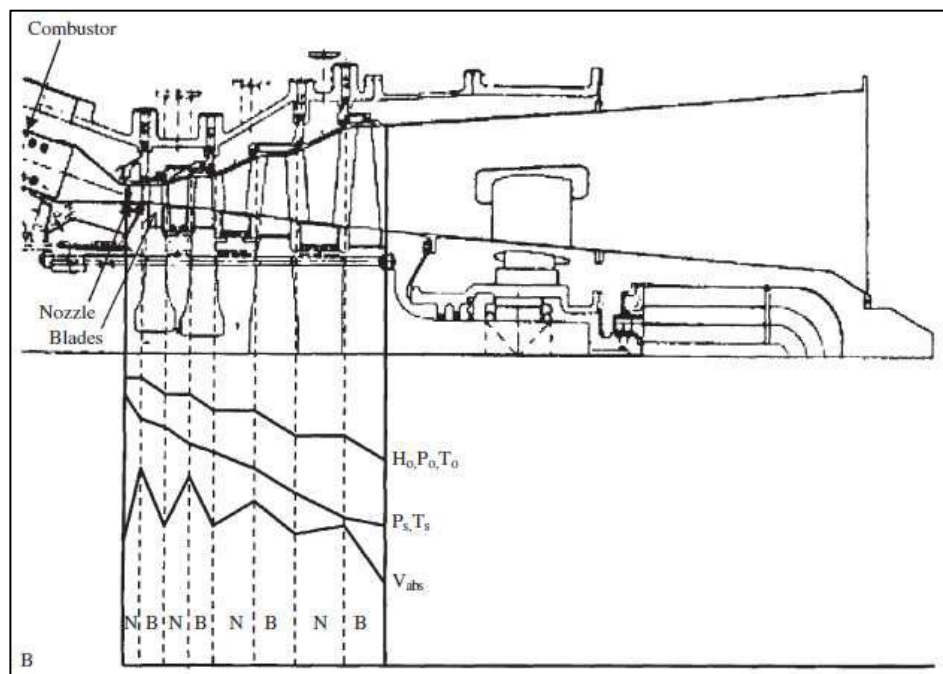


Figura 3.7 - Esquema de funcionamento de uma turbina axial. (BOYCE, 2002)

Na turbina axial, como diz o nome, o fluido entra e sai na direção axial. Existem dois tipos de turbina axial: a turbina de impulso, e a turbina de reação. Na turbina de impulso

a perda de entalpia ocorre totalmente no bocal, e portanto há uma velocidade muito alta de entrada no rotor. Na turbina a reação, ocorre expansão tanto nas palhetas fixas quanto nas moveis, de maneira que a entalpia é reduzida mais gradativamente.

As turbinas de impulso são divididas em duas categorias: turbinas tipo Curtis e turbinas tipo Ratteau.

As turbinas tipo Curtis tem um bocal no início, no qual ocorre a expansão e obtenção de energia cinética. Este é seguido pelo rotor, que retira esta energia cinética parcialmente, e em seguida, há um conjunto de palhetas retificadoras que colocam o fluxo na direção desejada. Na sequência, há outro rotor para retirar mais energia cinética, e assim sucessivamente. A Figura 3.8 mostra o esquema de uma turbina Curtis. (BOYCE, 2002)

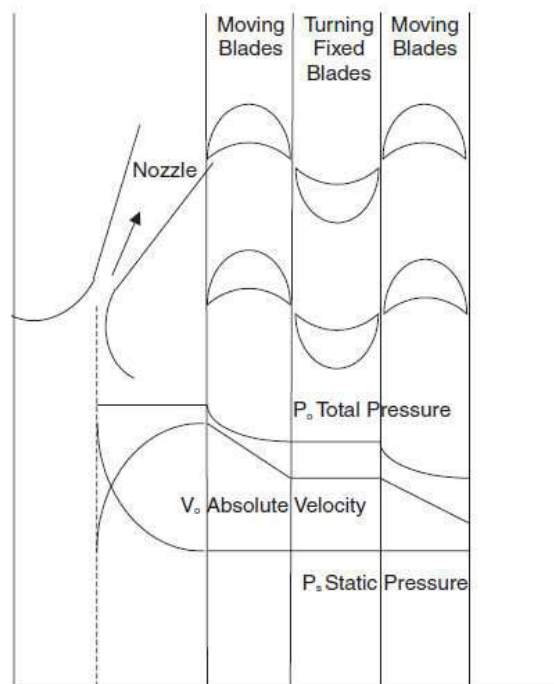


Figura 3.8 - Esquema de uma turbina Curtis. (BOYCE, 2002)

As turbinas tipo Ratteau não tem palhetas fixas intermediárias entre um rotor e outro, mas sim bocais intermediários, onde ocorre uma expansão em que o fluido ganha velocidade. Abaixo, na Figura 3.9, temos um esquema do funcionamento de uma turbina tipo Ratteau.

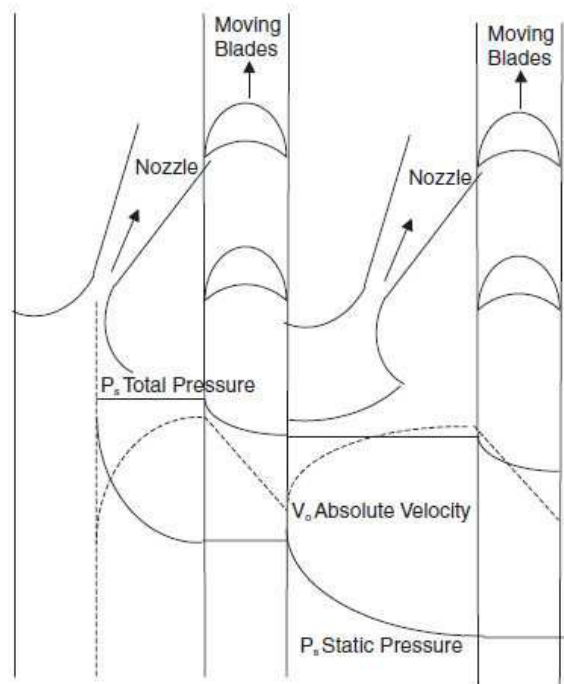


Figura 3.9 - Esquema de funcionamento de uma turbina tipo Ratteau. (BOYCE, 2002)

As turbinas de reação axiais são as mais comumente utilizadas. Neste tipo, tanto as palhetas quanto os bocais trabalham de maneira a deixar o fluido expandir, tornando os aumentos de velocidade muito mais sutis. As eficiências das turbinas de reação são maiores do que as de impulso, porém, o trabalho gerado é menor. Na Figura 3.10 vemos o esquema de funcionamento de uma turbina do tipo de reação. (BOYCE, 2002)

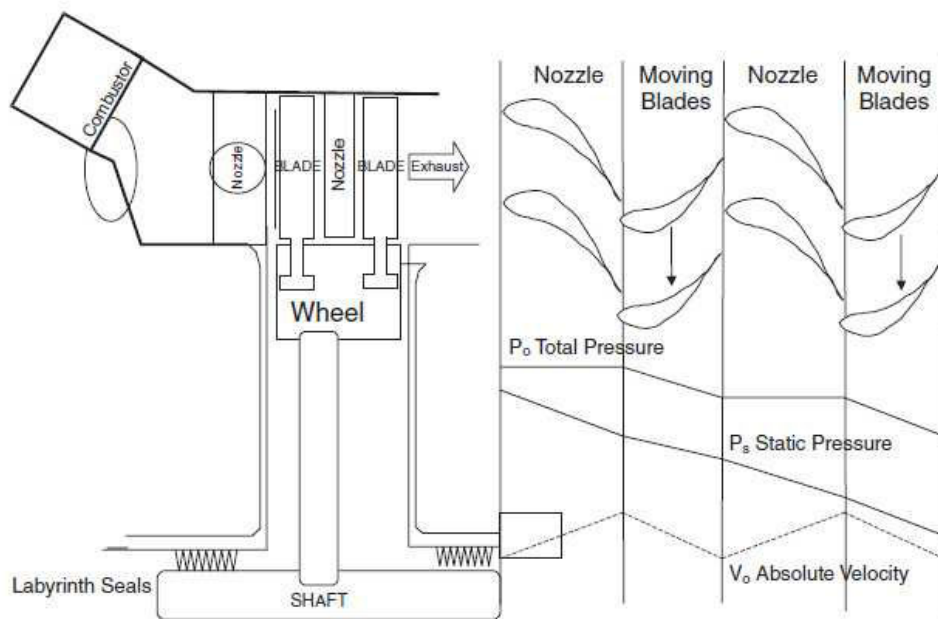


Figura 3.10 - Esquema do funcionamento de uma turbina do tipo de Reação. (BOYCE, 2002)

3.3 Materiais

O desenvolvimento de novos materiais e métodos de refrigeração tem possibilitado um rápido aumento das temperaturas suportadas na turbina, aumentando, por sua vez, as eficiências das mesmas. As palhetas do primeiro estágio da turbina são as que tem que resistir à combinação das piores temperaturas, esforços e ambientes; são elas os componentes limitadores no equipamento. Na Figura 3.11 é possível ver o gráfico do aumento de temperatura de entrada na turbina em paralelo ao aumento da capacidade do material de resistir a altas temperaturas. Desde 1950, as temperaturas máximas suportadas pelos materiais aumentaram aproximadamente 472° C, em torno de 10°C por ano (BOYCE, 2002). A importância deste aumento é percebida com o detalhe de que um aumento de 56 °C acarreta em uma geração de 8-13% a mais de energia, e um aumento de 2-4% de eficiência. Por isso, apesar do custo deste desenvolvimento ser caro e demandar bastante tempo, ele ainda é bastante válido.

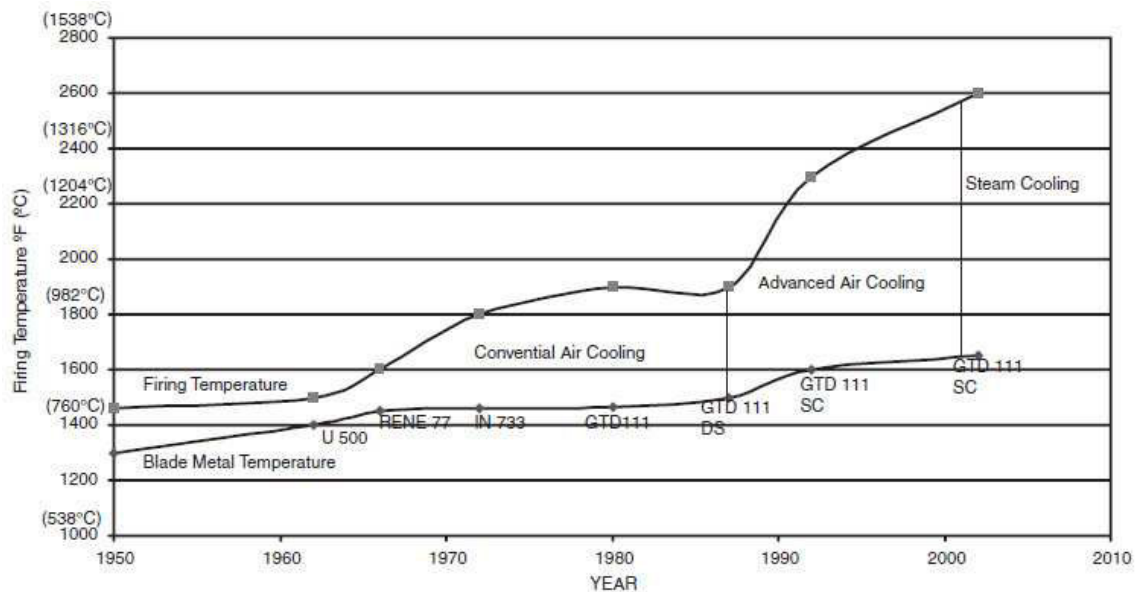


Figura 3.11 - Aumento de temperatura de entrada na turbina e de temperatura suportada ao longo do tempo. (BOYCE, 2002)

A melhora da qualidade dos materiais foi o fator principal responsável pelo aumento de temperaturas de entrada na turbina até o resfriamento convectivo ser introduzido, o que reduziu a dependência que as temperaturas máximas tinham em relação às limitações do material. Além disso, ao atingir temperaturas de 870 °C, o fator limitador passou a ser a corrosão das palhetas, até que se introduziram as coberturas superficiais protetoras. A partir da década de 80, o foco de desenvolvimento na área passou a ser na melhora da qualidade dos materiais, e na criação de métodos sofisticados de resfriamento. Com estes avanços, foi permitido um aumento maior ainda das temperaturas de entrada nas turbinas.

3.4 Ciclo Brayton

O ciclo Brayton é o ciclo a partir do qual ocorre o funcionamento das turbinas a gás. É fundamental compreender o funcionamento do mesmo, para que seja possível localizar os pontos críticos do processo, e determinar que ações teriam consequências positivas no rendimento e no trabalho gerado no ciclo.

O ciclo Brayton ideal é composto de dois processos isobáricos e dois processos isentrópicos. Os processos isobáricos são: a etapa de combustão (no combustor) e a exaustão dos gases, e os processos isentrópicos são: as etapas de compressão (no

compressor) e expansão (nas turbinas geradoras de energia). (ROGERS, COHEN e STRAZNICKY, 2008)

É importante frisar que estes processos só são isentrópicos e isobáricos em condições ideais, que estão sendo consideradas aqui por motivos didáticos.

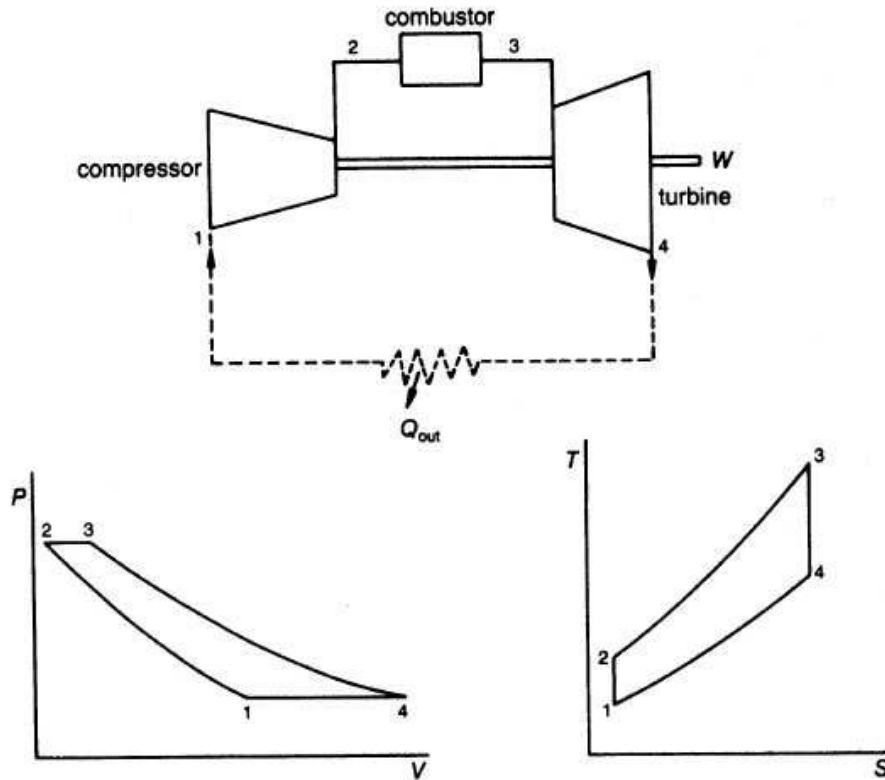


Figura 3.12 - Ciclo padrão a ar Brayton (BOYCE, 2002)

O trabalho total gerado no ciclo é:

$$W_{cyc} = W_t - W_c$$

O calor total inserido ao sistema é:

$$Q_{2,3} = \dot{m}_f LHV = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) (h_3) - \dot{m}_a h_2$$

O rendimento total do ciclo é:

$$\eta_{cyc} = W_{cyc}/Q_{2,3}$$

Fazendo simplificações como: (1) $\dot{m}_a \gg \dot{m}_f$, (2) o gás é caloricamente perfeito, ou seja, os calores específicos são constantes, (3) as razões de pressão do compressor e da

turbina são iguais, e (4) todos os componentes trabalham com 100% de eficiência, o rendimento total pode ser descrito como (SONNTAG, BORGNAKKE e VAN WYLEN, 2003):

$$\eta_{ideal} = \left(1 - \frac{1}{r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right)$$

Tal que r_p é a razão de pressão, e γ é a razão entre os calores específicos do fluido.

Se considerarmos que as razões de pressão dos compressores e da turbina são iguais, é possível descrever a eficiência da seguinte maneira:

$$\eta_{ideal} = \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right)$$

Já fica bastante visível que quanto menor a relação $\frac{T_4}{T_3}$, maior vai ser o rendimento. Por isso, quanto maior o valor de T_3 , maior o rendimento do processo como um todo. Naturalmente, estas relações são válidas para um ciclo ideal apenas. Porém, apesar das relações serem um pouco mais complexas, o mesmo vale para o ciclo real. (BOYCE, 2002).

A Figura 3.13 mostra a influência da razão de pressão e da temperatura na eficiência do ciclo. É possível ver o aumento da eficiência com o aumento da razão de pressão e com o aumento da temperatura. Percebe-se também uma queda na eficiência quando a razão de pressão se torna demasiadamente grande. A princípio isso parece contradizer o cálculo descrito acima, porém, deve-se notar que a dedução do rendimento foi a partir de um ciclo ideal, e a Figura 3.13 trata de valores empíricos de um ciclo real, introduzindo outras perdas no sistema.

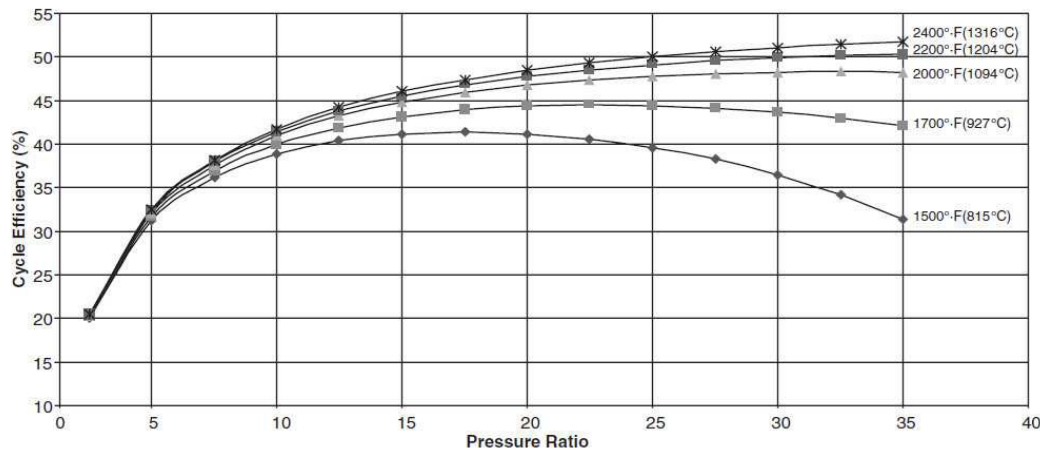


Figura 3.13 - Eficiências do ciclo em função da temperatura de entrada na turbina e a razão de pressão. Considerando eficiência do compressor de 87% e de turbina de 92%. (BOYCE, 2002)

3.5 Conceitos sobre Resfriamento de Palheta de Turbina

As temperaturas de entrada nas turbinas têm aumentado consideravelmente nos últimos anos, e a tendência é que elas continuem seguindo este rumo. Este processo só é possível graças aos avanços de materiais (citados em um tópico anterior), e aos avanços nas técnicas de resfriamento das palhetas de turbina. As palhetas do primeiro estágio da turbina são obrigadas a suportar as condições mais extremas de funcionamento, com uma combinação crítica de temperatura, tensão e ambiente, e é por isso que elas são os fatores limitadores de qualquer projeto de turbina. A importância deste aumento de temperatura foi demonstrada nos tópicos anteriores, e ficou claro que um aumento de temperatura na entrada da turbina acarreta em um aumento na eficiência do ciclo. Isto é o objetivo dos avanços atuais, já que quanto mais eficiente a turbina, menor vai ser o custo final da energia gerada.

Basicamente, existem cinco tipos de resfriamento que são comumente utilizados atualmente. Eles são:

1. Resfriamento por Convecção
2. Resfriamento por Colisão
3. Resfriamento de Filme
4. Resfriamento por Transpiração
5. Resfriamento a Água/Vapor

No **resfriamento por convecção**, um fluido de resfriamento atravessa a parte interna da palheta, geralmente de forma radial, indo e voltando por meio de uma serpentina. Este fluido resfria as paredes do canal, que por sua vez propagam este resfriamento para o restante da palheta. Este método de resfriamento é o mais comumente utilizado nas turbinas atuais.

No **resfriamento por colisão**, ocorre algo bastante parecido com o resfriamento por convecção. Um fluido de resfriamento é jateado na parede interna de alguma determinada região crítica da palheta (geralmente o bordo de ataque), e nesta região ocorre uma troca bastante intensa de calor, resfriando localmente de maneira bem eficiente. Este resfriamento é um tipo localizado de resfriamento por convecção, porém, com uma intensidade maior.

No **resfriamento de filme**, é inserida uma camada de ar entre a palheta e o gás quente que está circulando na turbina. Esta camada de ar serve como isolante térmico, protegendo as paredes da palheta.

No **resfriamento por transpiração**, utiliza-se um material poroso para a palheta de turbina, e, por meio destes poros, expele-se um fluido refrigerante, que cobre as palhetas de turbina, protegendo-a do gás quente que está circulando na turbina.

No **resfriamento por água/vapor**, a água passa por uma sequência de tubos embutidos na palheta. Esta água é emitida pelas pontas da palheta como vapor, fornecendo um resfriamento bastante eficiente.

Estes métodos são frequentemente utilizados em conjunto, possibilitando várias configurações para diferentes objetivos. É possível visualizar na Figura 3.14 cada um dos esquemas citados acima.

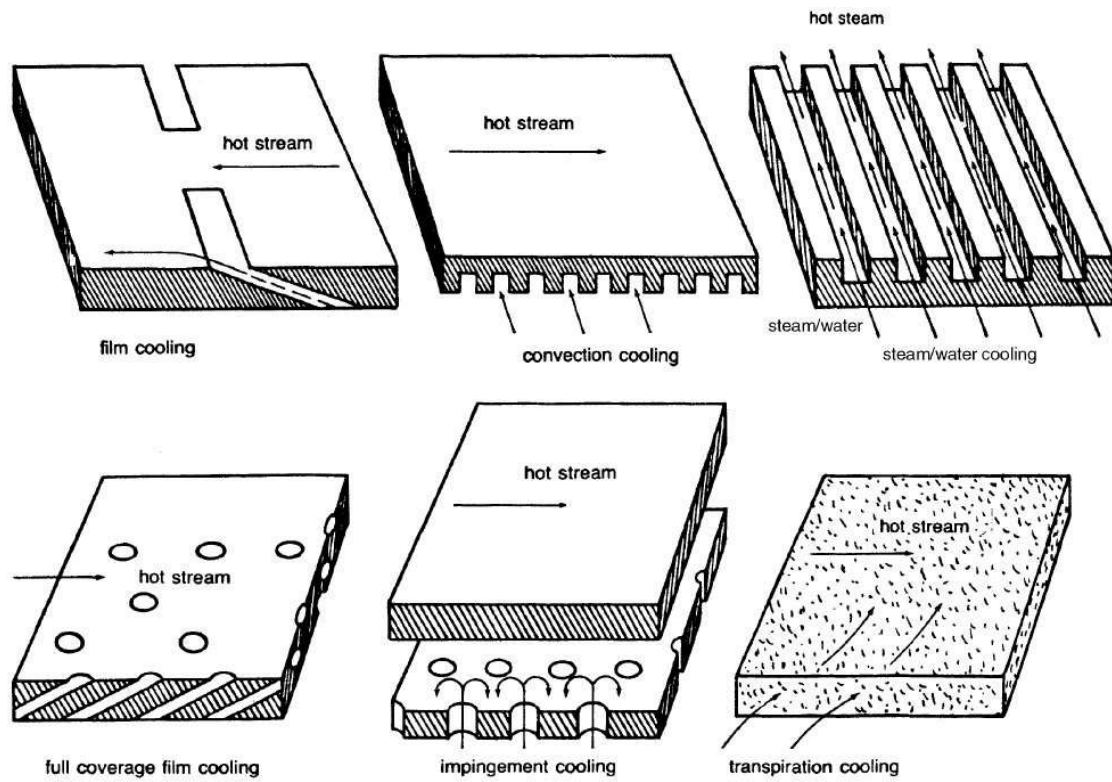


Figura 3.14 - Esquemas mostrando os diferentes tipos de resfriamento de palheta de turbina. (BOYCE, 2002)

4 O Método de Otimização da Descida mais Íngreme

O avanço da tecnologia computacional nas últimas décadas tem permitido uma utilização cada vez mais intensa destes recursos para a simulação. É possível, em alguns casos, fazer milhares de simulações seguidas em um espaço de apenas horas. Torna-se cada vez mais viável o uso de métodos de otimização iterativos, e, por isso, a tendência é que este recurso seja cada vez mais explorado. Neste trabalho foi utilizado o método de otimização da descida mais íngreme.

O método da descida mais íngreme, ou Steepest Descent, como é conhecido em inglês, é um método do tipo gradiente. Nele, por meio de um processo iterativo, procura-se o mínimo (ou o máximo, dependendo da análise) de uma função; sempre na direção onde o gradiente é mais acentuado.

Tal que f é uma função real, contínua, que sempre se mantém positiva (pelo menos no intervalo estudado). Na Figura 4.1 vemos o processo iterativo necessário para atingir a convergência no método da descida mais íngreme.

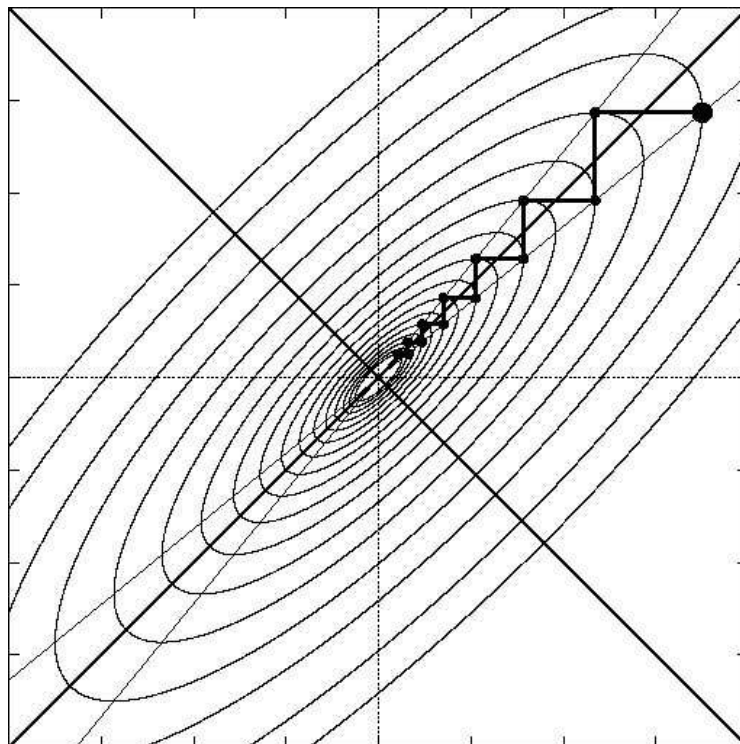


Figura 4.1 - Imagem ilustrativa do Método da Descida mais Íngreme. (KOMAREK, 2004)

Este é um dos métodos de otimização mais simples que existe, mas nem por isso ele deixa de ser eficiente. Naturalmente, existem aplicações em que ele é mais ou menos indicado, como veremos em exemplos adiante.

Como foi dito, o Steepest Descent é um processo iterativo. Em cada iteração, atualiza-se o valor das variáveis que compõem a função, de maneira a minimizar esta determinada função. Isto é feito de tal forma que o valor da variável (ou do vetor de variáveis) é igual ao valor da iteração anterior adicionado a um incremento. Este incremento é o gradiente da função a ser minimizada, multiplicado por uma constante α para deixar o incremento com um tamanho adequado. Isto pode ser visto com mais clareza na equação a seguir:

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{x}_k - \alpha \nabla f(\mathbf{x}_k)$$

Tal que $f(\mathbf{x}_k)$ é a função a ser minimizada (ou maximizada). A equação acima, a princípio, parece depender de uma função conhecida para que o método funcione; já que o gradiente de $f(\mathbf{x})$ só poderia ser calculado tendo a mesma. Porém, para variações bem pequenas das variáveis do vetor \mathbf{x} , o gradiente da função pode ser aproximado por (para um caso unidimensional):

$$\frac{f(x + \Delta x) - f(x)}{\Delta x}$$

Por isso, é possível trabalhar com este método com funções desconhecidas, tornando-o uma opção viável para determinar mínimos e máximos.

Apesar da simplicidade, o método da descida mais íngreme teve um papel importante no desenvolvimento da teoria de otimização. Infelizmente, o método tem a característica de ter uma convergência razoavelmente lenta nos problemas reais estudados, e por isso não é tão comumente utilizado. Métodos mais eficientes como os Métodos do Gradiente Conjugado e Quasi-Newton são aplicados mais frequentemente. (FLETCHER, 1964)

Neste trabalho em particular, optou-se pela utilização do Método Steepest Descent, pois apesar de ter uma convergência um pouco mais demorada, as análises em elementos finitos são todas bidimensionais, tendo um número de graus de liberdade reduzidos. Por

este motivo, o método compensa pela simplicidade, e mesmo com mais iterações, as simulações são todas rápidas. (COLAÇO, ORLANDE e DULIKRAVICH, 2006)

5 Otimização da Palheta

Com a compreensão do método de otimização e o entendimento básico do funcionamento de uma turbina, é possível definir um objetivo alvo para ser trabalhado. Ou seja, é possível definir algo a respeito da turbina que possa ser melhorado, usando um determinado método para conseguir esta melhora.

A análise deste projeto consiste em utilizar o método de otimização da descida mais íngreme em conjunto com a ferramenta Ansys Mechanical 14.0 para obter a posição e o tamanho ótimos de um ou mais canais de resfriamento em uma palheta de turbina. O objetivo é obter uma posição tal que a maior temperatura na palheta (que é o fator crítico neste componente) seja a menor possível.

5.1 Uma introdução ao Software

O software que foi utilizado neste projeto é o Ansys Mechanical 14.0, um software de elementos finitos da empresa Ansys Inc. Utilizou-se o módulo Ansys Classic para a implementação do método de otimização, um software conveniente para a situação, já que ele permite o uso de rotinas programadas exteriormente (macros). A linguagem utilizada foi a APDL (Ansys Parametric Design Language), linguagem nativa do Ansys Classic.

O módulo utilizado é particularmente bom para análises estruturais e térmicas, permitindo análises em regime permanente e transiente, e possibilitando o uso de materiais e condições de contorno não lineares.

5.2 Dados de entrada

Para fazer o estudo, foi necessária a obtenção de alguns dados de entrada.

O perfil da Palheta

O perfil da palheta escolhido para este estudo foi o perfil do VKI Rotor , um perfil bastante utilizado em estudos parecidos, e por isso, foi de fácil acesso por meio de artigos. A partir de um artigo sobre o estudo do escoamento ao longo de um VKI Rotor (GARG, 2000), a geometria foi obtida.

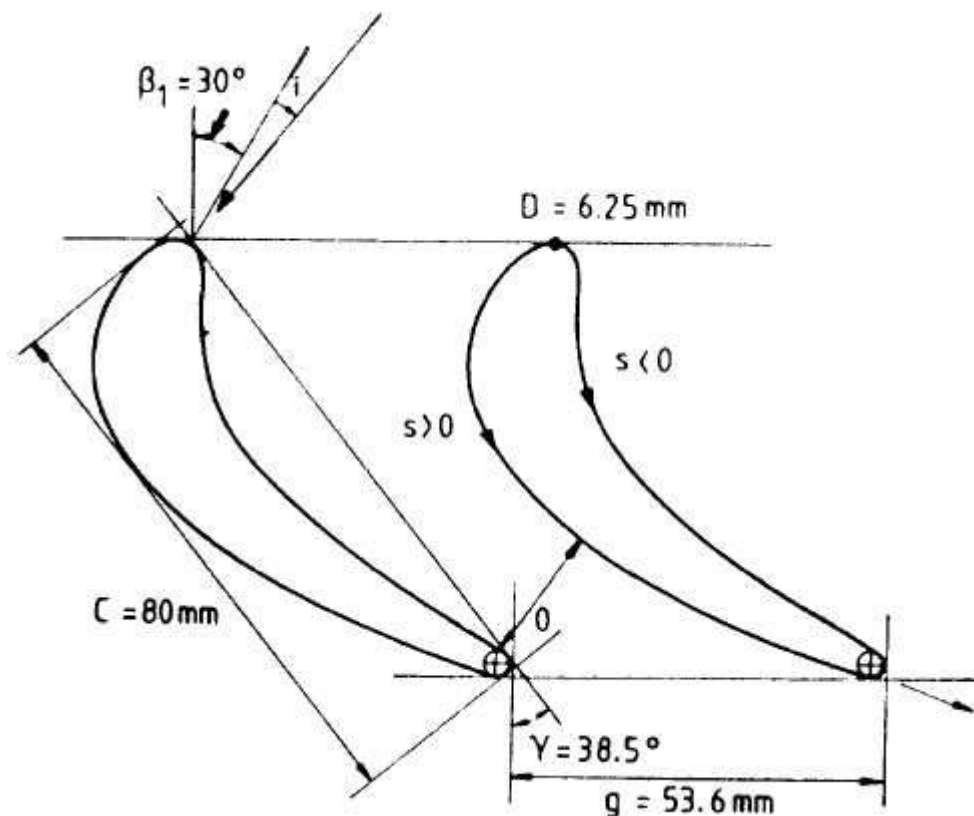


Figura 5.1 - Imagem do Perfil do VKI Rotor (GARG, 2000)

Devido à falta de dados a respeito das coordenadas do perfil, os dados foram obtidos através da criação de uma spline em cima da imagem do mesmo, e depois escalonando para que a corda ficasse com 80mm, conforme a figura indica.

Como a análise em questão não é uma análise de CFD, mas sim puramente térmica com dados de entrada no contorno do perfil, não houve necessidade de modelar mais do que uma palheta, assim como não houve preocupação com a questão dos ângulos de incidência do fluido.

O Material da Palheta

No estudo a partir do qual a geometria foi obtida, o material usado na simulação da mesma foi uma cerâmica refratária “Macor”; um material com uma condutividade térmica muito baixa, ou seja, um isolante térmico bastante eficiente.

Para este estudo, porém, como o interesse é justamente no resfriamento através de canais internos, vendo a propagação deste resfriamento ao longo do perfil, optou-se pelo

uso de outro material comumente usado em palhetas de turbina: o aço. Esta escolha foi feita por causa da alta condutividade térmica do mesmo, pois caso a palheta fosse inteiramente de material cerâmico, a propagação de calor até os canais de resfriamento seria bastante prejudicada.

É comum a utilização de ligas metálicas com alto ponto de fusão e materiais cerâmicos refratários, assim como camadas de material anticorrosivo. No artigo estudado (GARG, 2000), porém, as temperaturas do escoamento foram de aproximadamente 410 K, muito abaixo da temperatura de fusão do aço. A escolha deste material não torna os resultados irreais, e é mais adequada para a abordagem que foi selecionada no estudo.

Por se tratar de uma análise (ou um conjunto de análises) em regime permanente, não foi necessário nenhum outro dado de entrada de material adicional.

As propriedades dos materiais podem ser vistas na Tabela 5.1

Tabela 5.1 - Propriedades dos Materiais da Palheta

Material	Condutividade Térmica (W/m K)
Aço	60.5 (ÖZISIK, 1985)

Condições de Contorno

Somente duas condições de contorno foram impostas ao problema: a condição nas paredes do canal de resfriamento e a condição no contorno do perfil.

As condições de contorno inseridas no perfil foram aproximações de condições reais. Nos canais de resfriamento, prescreveu-se uma temperatura de 300 K. Ou seja, aproximou-se uma condição de convecção forçada por uma temperatura prescrita. Partiu-se do pressuposto que o coeficiente de convecção era alto o suficiente para manter a temperatura nas paredes em um valor praticamente constante.

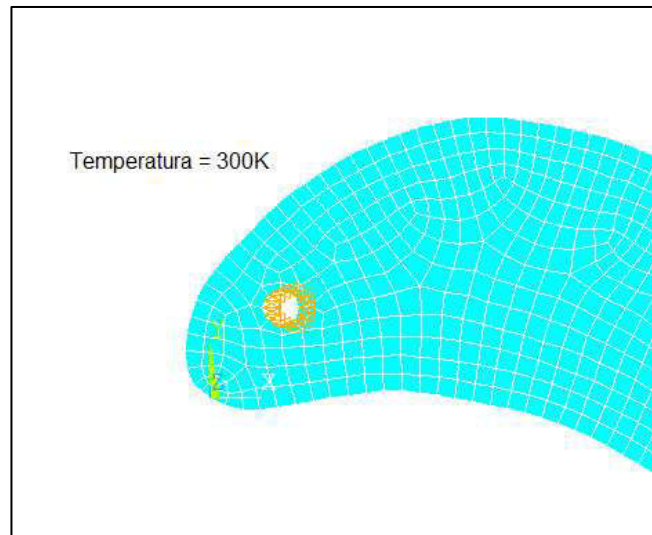


Figura 5.2 - Prescrição de Temperatura em todos os nós do canal de resfriamento.

No contorno do perfil, inseriu-se uma condição de convecção. A temperatura do fluido de escoamento e os valores do coeficiente de convecção foram retirados do artigo de Garg (GARG, 2000), e ficaram com os seguintes valores em função da corda, e podem ser vistos na Figura 5.3:

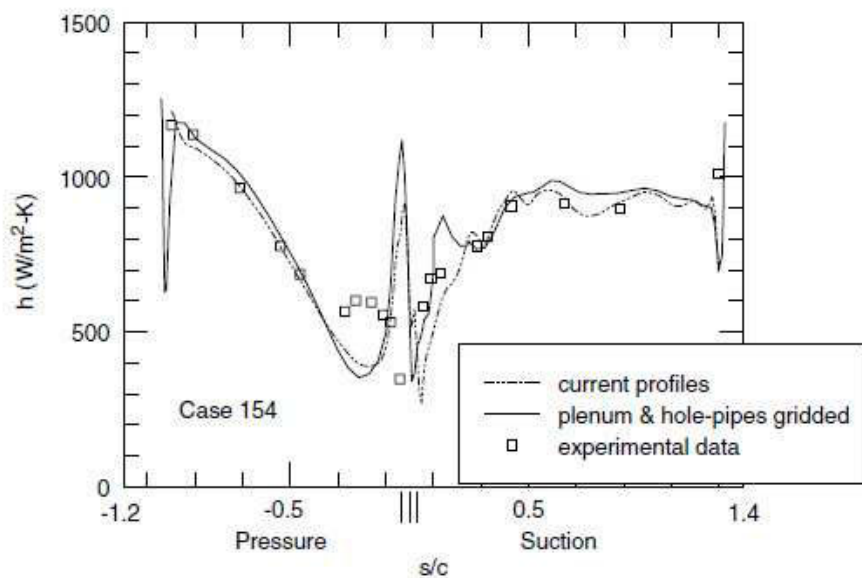


Figura 5.3 - Distribuição do Coeficiente de Convecção ao longo da corda nos lados de sucção e de pressão. (GARG, 2000)

Este coeficiente é um pouco atípico, considerando que em geral os valores tendem a ser maiores no bordo de ataque do que no bordo de fuga. Neste caso é diferente, pois no experimento utilizou-se uma palheta com um resfriamento de filme no bordo de ataque.

Ou seja, foi expelido um fluido de refrigeração no bordo de ataque, criando uma camada de ar menos quente, que serviu de isolante térmico nas regiões mais críticas do perfil. Este fator não altera em nada o funcionamento do método, só influencia a posição final do canal, que ainda assim, estará otimizada.

Uma simplificação que está sendo adotada neste estudo é que a variação da posição e raio do canal de resfriamento não provoca alterações significativas no coeficiente de convecção em torno do perfil. Isto poderia ser remediado através de uma análise acoplada térmica/CFD, para calcular, a cada iteração, a nova distribuição do “h” ao longo do perfil. Entretanto, esta abordagem foge do escopo deste estudo.

Os dados experimentais do artigo foram utilizados para fazer um ajuste de curva com a ferramenta Microsoft Excel. A obtenção destas equações de ajuste é necessária para inserir a condição de contorno de convecção em cada um dos lados da palheta (sucção e pressão). As Figura 5.4 e Figura 5.5 mostram os gráficos com os valores obtidos.

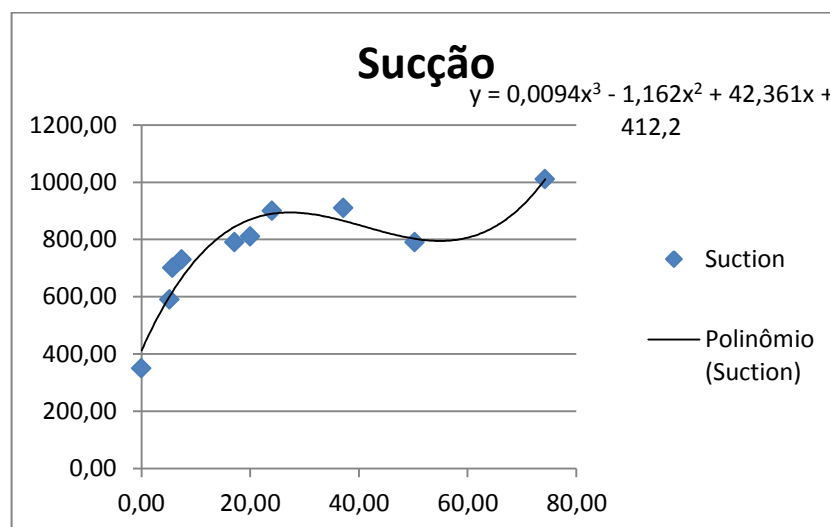


Figura 5.4 - Equação de ajuste do coeficiente de convecção no lado de sucção.

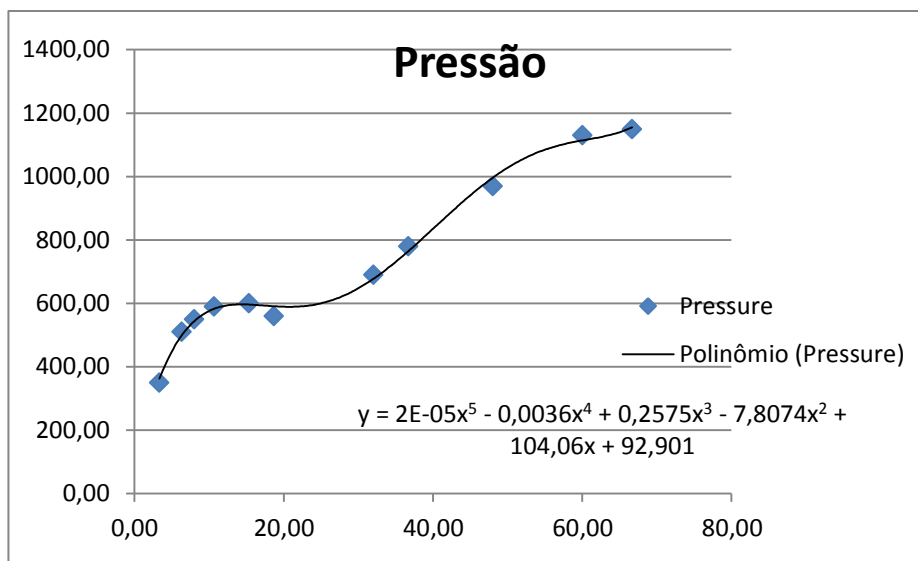


Figura 5.5 - Equação de ajuste do coeficiente de convecção no lado de pressão.

Com as equações de ajuste em mãos, foi possível, através de linhas de comando usando a linguagem APDL do Ansys, inserir estas equações nos seus respectivos lados da palheta (pressão e sucção). Na Figura 5.6 é possível ver os dois lados da palheta (existe uma diferenciação de cores para cada lado na imagem), e em cada lado foi inserida a equação correspondente que foi obtida no ajuste do excel.

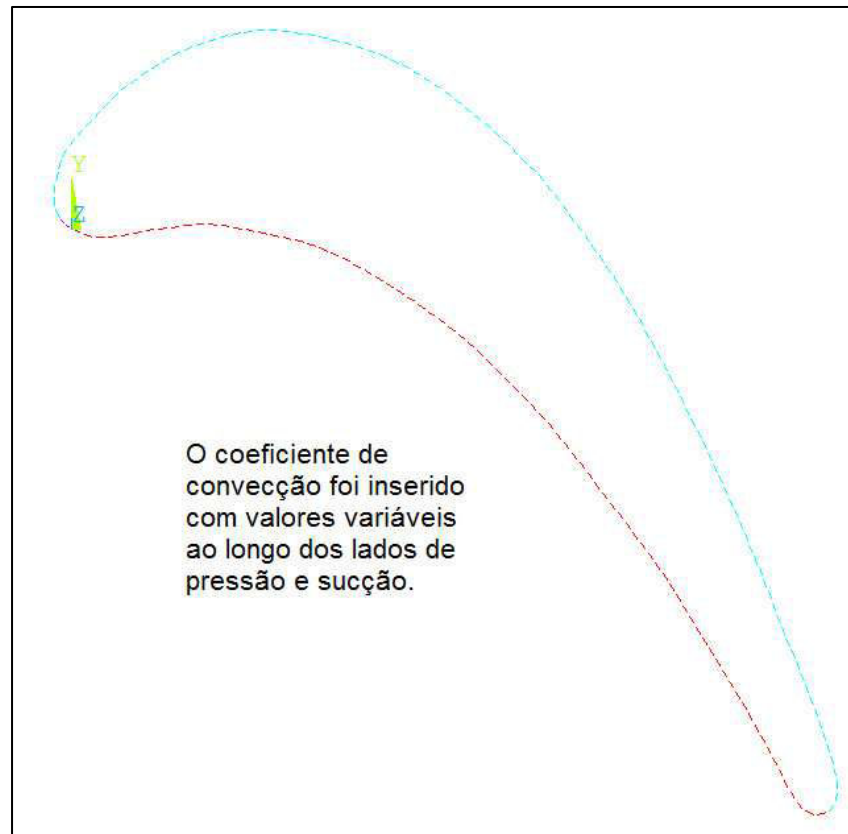


Figura 5.6 - Inserção do Coeficiente de Convecção nos lados de pressão e sucção.

Havendo necessidade de ter condições de contorno mais próximas da realidade (na falta de dados experimentais adequados), poder-se-ia fazer uma análise acoplada CFD-Térmica, estudando o escoamento em volta da palheta, e a distribuição de temperatura na mesma (trabalhando com domínios eulerianos e lagrangianos na mesma análise). Softwares como o Ansys CFX e o Ansys Fluent conseguem fazer esta análise de forma acoplada. Apesar de fornecer resultados realistas, a complexidade e os tempos de simulação das análises aumentariam bastante.

5.3 Aplicação do Método ao Problema de Engenharia

Foi dito anteriormente, que o objetivo deste trabalho é utilizar o método da descida mais íngreme para obter uma posição otimizada para o(s) canal(s) de resfriamento de uma palheta de turbina. Esta seção explica como é aplicado o método neste caso singular.

O método foi aplicado para dois casos particulares: um perfil com um canal e um perfil com dois canais. Nos dois casos, otimizou-se as posições e os raios do canal/canais,

considerando a temperatura máxima no perfil como variável a ser minimizada. Ou seja, temos que:

$$T_{max} = f(x, y, r)$$

E, aplicando o método neste caso, temos:

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{x}_k - \alpha \nabla T_{max_k}$$

Ou:

$$\begin{pmatrix} x_{k+1} \\ y_{k+1} \\ r_{k+1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_k \\ y_k \\ r_k \end{pmatrix} - \alpha \begin{pmatrix} \frac{\partial T_{max}(x_k)}{\partial x} \\ \frac{\partial T_{max}(y_k)}{\partial y} \\ \frac{\partial T_{max}(r_k)}{\partial r} \end{pmatrix}$$

Como o caso estudado não tem uma função conhecida, o cálculo dos gradientes é feito de forma aproximada, tal que o valor de qualquer derivada parcial é calculado da seguinte maneira (utilizaremos a derivada parcial em X para ilustrar):

$$\frac{\partial T_{max}(x_k)}{\partial x} \cong \frac{T_{max}(x_k + \Delta x) - T_{max}(x_k)}{\Delta x}$$

Esta aproximação traz duas consequências para o processo: a primeira é a necessidade de trabalhar com variações de “x”, “y” e “r” pequenas o suficiente para garantir um valor razoável do gradiente. A segunda consequência já é potencialmente mais problemática, que é a necessidade de fazer três simulações adicionais em cada iteração, fazendo variações em cada uma das variáveis (x, y e z), para poder calcular os gradientes. Ou seja, em cada iteração do método, são necessárias 4 análises térmicas.

Devido ao caráter da análise em questão, isto é, ao fato de se tratar de uma análise bidimensional, sem não linearidades (tanto de material quanto de condição de contorno), as análises são relativamente rápidas, e isto não traz um impacto muito grande para o processo como um todo. Para casos mais complexos, porém, as exigências computacionais se tornam muito maiores.

Caso Teste

Para implementar o método, iniciou-se a partir de um caso simplificado, apenas para testar o funcionamento do método em conjunto com o Ansys.

O caso em questão foi uma chapa com canal, onde inseriu-se uma condição de convecção em duas das arestas da chapa, uma condição de fluxo de calor nulo nas outras. Prescreveu-se também uma temperatura fixa nas paredes do canal. Os valores das condições de contorno não são particularmente relevantes, já que o objetivo do teste foi analisar o funcionamento do método de otimização em conjunto com o Ansys. Pelo mesmo motivo, não foi feito um estudo de convergência de malha, ou convergência do método, cujo critério foi bastante frouxo.

Os resultados do caso teste foram satisfatórios, e indicaram que os estudos no caso real seriam bastante promissores. As Figura 5.7 até Figura 5.11 mostram o contorno de temperaturas nas placas, assim como o valor da temperatura máxima nas respectivas legendas.

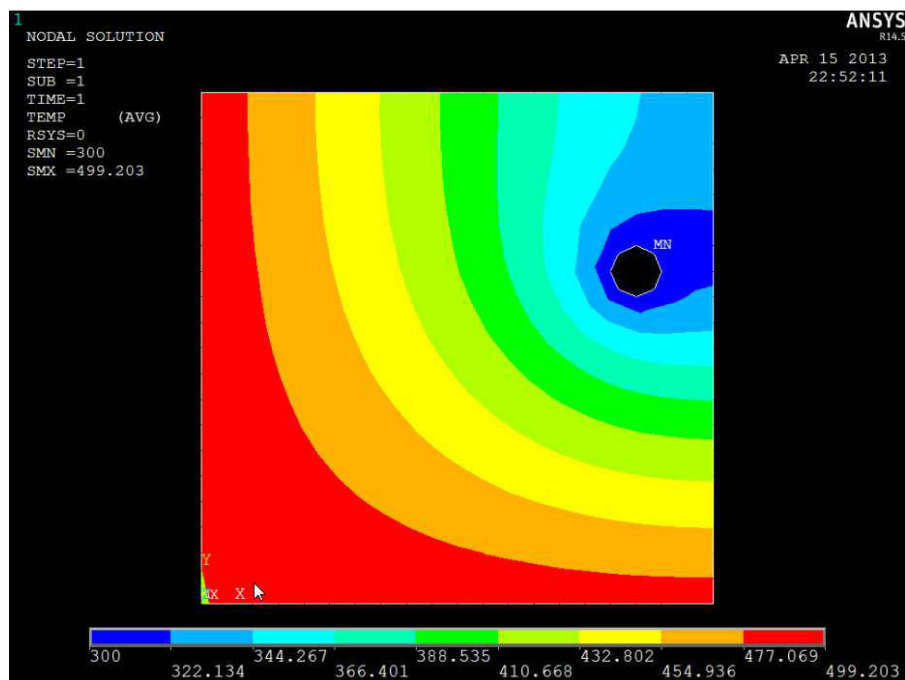


Figura 5.7 - Posição do canal na primeira iteração, e distribuição de temperatura na chapa.

Inicialmente, o canal com a temperatura prescrita encontra-se com o raio inicial, no canto superior direito da chapa.

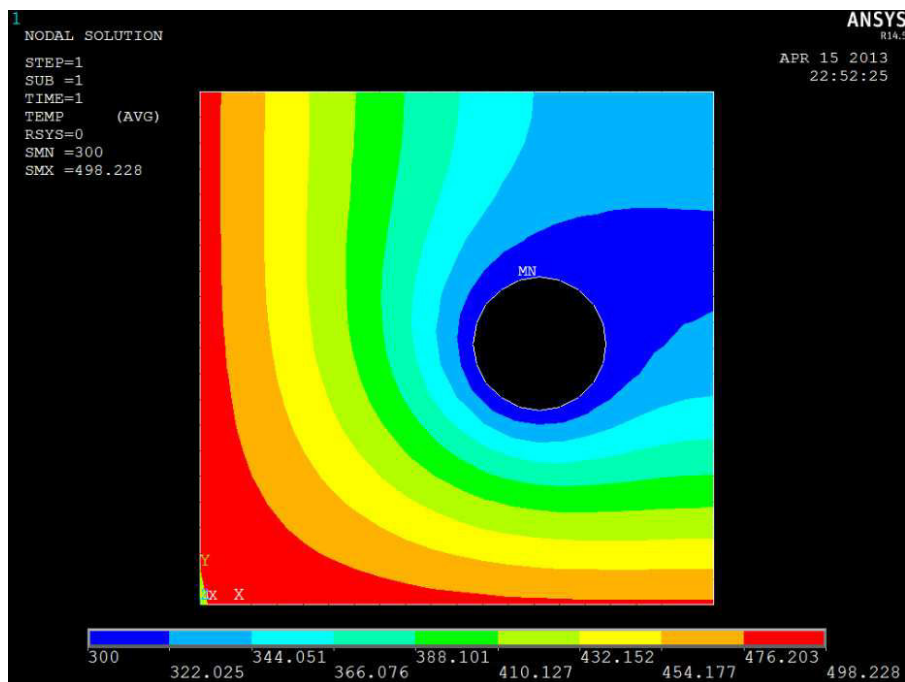


Figura 5.8 - Posição do canal na décima primeira iteração, e distribuição de temperatura na chapa.

À medida que as iterações ocorrem, o raio vai aumentando, e caminha em direção às paredes com temperatura mais elevada.

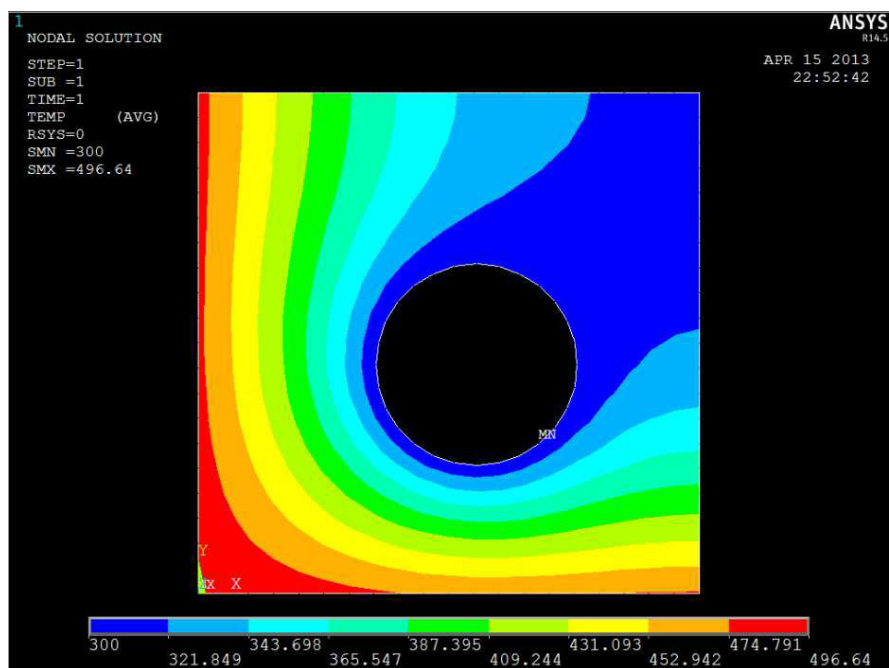


Figura 5.9 - Posição do canal na vigésima primeira iteração, e distribuição de temperatura na chapa.

Nas Figura 5.9 e Figura 5.10, observa-se ainda a tendência (ainda que mais sutil) de movimento em direção às paredes com temperatura mais alta.

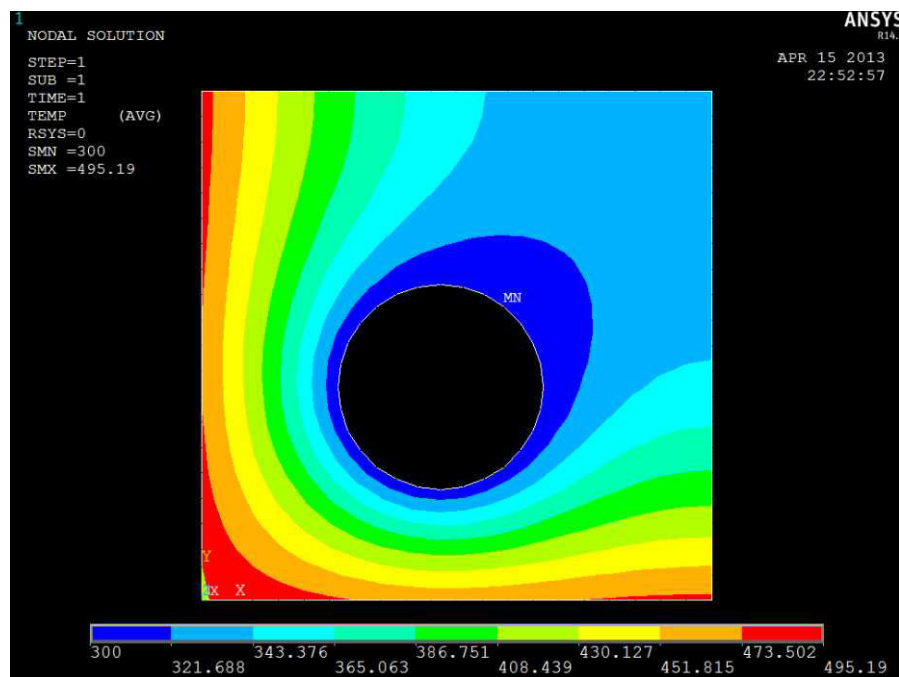


Figura 5.10 - Posição do canal na trigésima primeira iteração, e distribuição de temperatura na chapa.

Na última figura, a Figura 5.11, verificamos que o canal da chapa encontra-se em uma posição de simetria em relação à diagonal da chapa. Considerando que as condições de contorno foram simétricas ao longo desta diagonal, isto já é um indício de qualidade nos resultados. Pode-se ver também que a temperatura máxima na chapa caiu gradativamente de 498 K para 493 K de início ao fim, mostrando que a função objetivo foi reduzindo à medida que as iterações ocorriam.

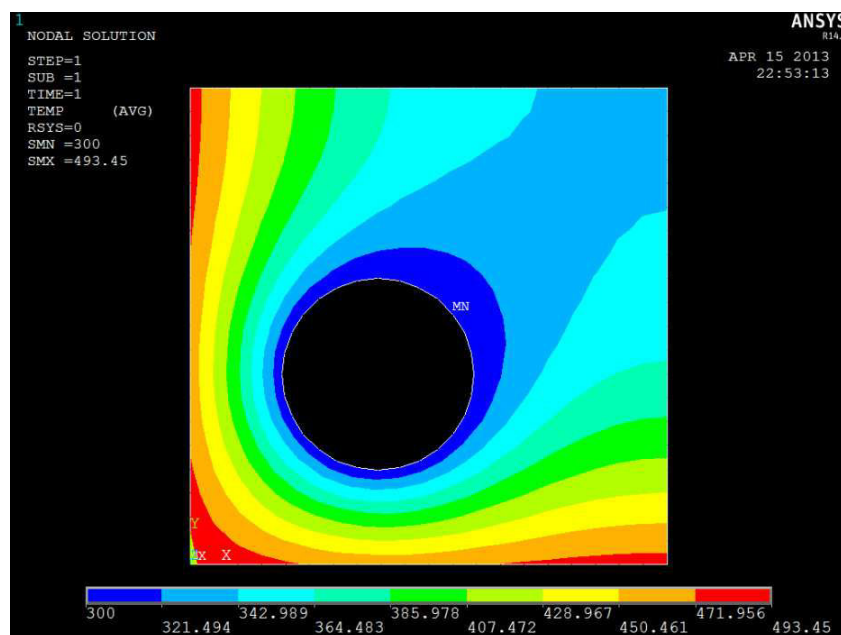


Figura 5.11 - Posição do canal na quadragésima primeira (e última) iteração, e distribuição de temperatura na chapa.

Verificou-se que à medida que o ponto ótimo se aproximava, as variações da função objetivo ficavam cada vez menores, tornando a convergência mais demorada. Isto é uma desvantagem do método da descida mais íngreme, mas é algo que já é previsto neste método. (COLAÇO, ORLANDE e DULIKRAVICH, 2006).

Estes resultados, apesar de não terem valor algum em termos quantitativos, demonstram o funcionamento do método em conjunto com o software Ansys, possibilitando o prosseguimento do trabalho. Para o problema real, algumas condições limitadoras precisarão ser impostas no método para que haja um funcionamento adequado do mesmo.

Condições Limitadoras

Por se tratar de um domínio finito e até mesmo pequeno (o perfil da palheta), e por ser o estudo de um problema real, algumas condições limitadoras tiveram que ser impostas no método. Por exemplo, um valor máximo de raio do canal de resfriamento, uma distância mínima das paredes do perfil para que o canal não comprometa a integridade estrutural da palheta, e o próprio passo de procura deve ser controlado a fim de facilitar a convergência do método. Estas condições serão explicadas de maneira mais detalhada a seguir.

Raio Máximo: É possível saber de antemão que quanto maior o raio do canal de resfriamento (se o coeficiente de convecção se mantiver constante), menor será a temperatura máxima da palheta. Entretanto, este raio não pode aumentar indefinidamente, e por isso, é necessário segurar esta tendência, e definir um valor máximo para o raio do canal de resfriamento. Isto é feito de forma bem simples na macro: a partir do momento em que o valor que o valor calculado do raio for maior do que o raio máximo, ou seja, $r_{k+1} > r_{max}$, o valor usado para o raio será igual ao raio máximo, ou seja, $r_{k+1} = r_{max}$.

Distância mínima entre as paredes do canal e as paredes do perfil: Se aproximarmos demais o canal de resfriamento das paredes da palheta, isto pode comprometer estruturalmente a palheta. Para evitar esse problema, inseriu-se uma condição limitadora de proximidade.

Por se tratar de uma geometria não usual, não foi possível definir um limite em x e/ou y para o deslocamento do canal, e como o Ansys não fornece a equação da spline geradora do perfil, também foi impossível definir um critério de interseção de curvas para gerar esta condição limitadora (neste caso, usar-se-ia um círculo com o um “raio = raio + tolerância”, e igualaria as equações para verificar se houve ou não interseção).

Acabou sendo necessário fazer um critério de áreas. Calcula-se a área do perfil e a área do “círculo tolerância” (um círculo com raio igual ao raio da análise mais um valor de tolerância, com origem concêntrica ao círculo da análise). Faz-se então uma operação booleana de subtração de áreas, e então, calcula-se a área resultante. Se esta área for igual ao valor da “Área do perfil” - “Área do círculo tolerância”, então, o canal está acima da distância mínima permitida da parede. As Figura 5.12 e Figura 5.13 ilustram este conceito:

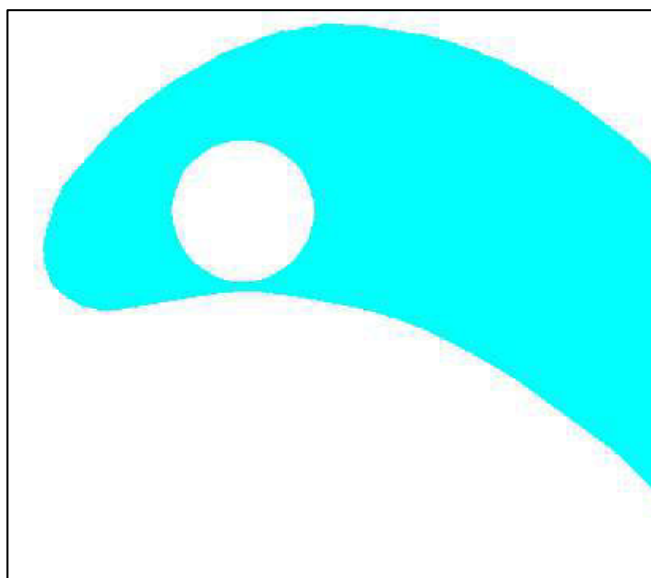


Figura 5.12 - Subtração da Área do perfil pela a área do canal, no caso em que a área do canal está dentro da tolerância permitida.

Neste caso, “o valor da área de A1” menos “o valor da área de A2” é igual ao valor da área de “(A1-A2)”. Ou seja, a subtração das áreas gera uma superfície com área igual à diferença entre as duas áreas.

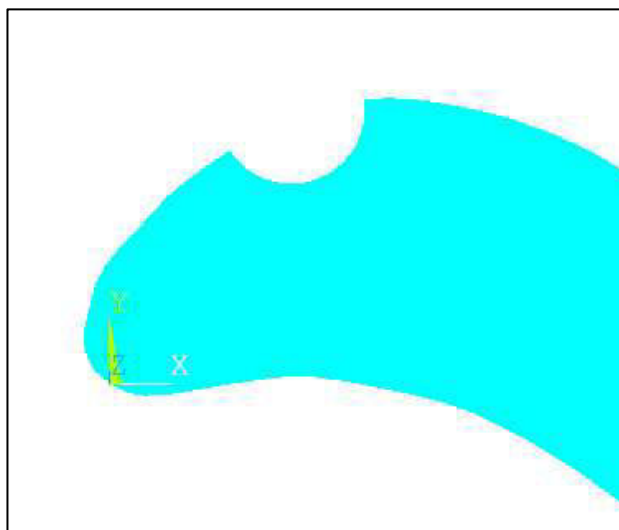


Figura 5.13 - da Área do perfil com a área do canal, no caso em que a área do canal está fora da tolerância permitida

Neste caso, porém, “o valor da área de A1” menos “o valor da área de A2” difere do valor da área de “(A1-A2)”. Ou seja, a subtração das áreas gera uma superfície com área maior do que a diferença entre as duas áreas.

Controle do Passo de Procura: Quando a posição do canal passa pelo ponto ótimo do perfil (o ponto em que ocorre a menor temperatura máxima), o gradiente de temperatura automaticamente inverte de sinal (a inclinação da curva fica invertida). Por isso, o incremento seguinte é na direção oposta. Se este procedimento ficar se repetindo, a convergência pode demorar muito, ou pior, pode ocorrer uma instabilidade dinâmica que provocará uma divergência do método, como pode ser visto na Figura 5.14.

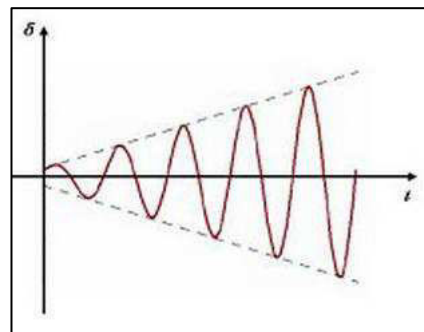


Figura 5.14 - Exemplo de instabilidade dinâmica

Por isso surge a necessidade de controlar o valor do alfa. Neste caso, o controle se deu de maneira que toda vez que o gradiente em x e em y mudava de sinal (ou seja, toda vez que o canal passava pelo ponto de equilíbrio), o valor de alfa era dividido por dois. Este procedimento foi essencial para obter a convergência, principalmente no caso de um canal.

Critérios de Parada

Diversos critérios de parada podem ser utilizados neste método, alguns dos quais podem (e devem) ser utilizados em conjunto.

Os critérios de parada usado nas análises deste projeto foram os seguintes:

Critério 1: A Variação da Função Objetivo entre duas iterações seguidas ficou menor do que um determinado valor.

Critério 2: Um número limite de iterações permitidas foi atingido.

Equacionando os critérios acima, temos:

Critério 1:
$$abs\left(\frac{T_{max_k}-T_{max_{k-1}}}{T_{max_k}}\right) \cdot 100 \leq tol_1$$

Critério 2:
$$N_{iteração} = tol_2$$

Tal que os valores das tolerâncias são definidos de acordo com o quão preciso os resultados deverão ser.

5.4 Estudo de Convergência

Quando se trabalha com análises em elementos finitos, é importante verificar a qualidade da malha, já que este é um dos fatores principais no controle de qualidade de resultados.

Mesmo com simplificações/idealizações coerentes, aplicação de condições de contorno e carregamentos corretos, uma boa escolha de elemento, e um bom solver, se a malha não estiver boa, os resultados serão prejudicados.

Por este motivo, é fortemente recomendado que se faça um estudo de convergência de malha em qualquer análise envolvendo elementos finitos, e isso foi feito neste caso.

Geralmente, o estudo de convergência é feito em várias etapas, gradativamente aumentando o grau de refino da malha, e analisando algum determinado resultado de interesse. À medida que o refino aumenta, em geral, as variações entre os resultados vão ficando menores, até atingir um patamar em que não vale mais a pena refinar a malha (quando existe a presença de singularidades isto não ocorre, e torna-se necessário contornar o problema). Um caso ideal é mostrado na Figura 5.15

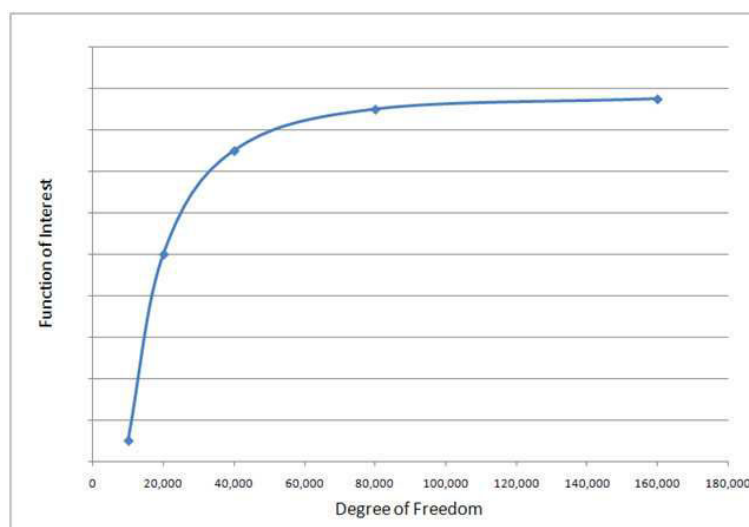


Figura 5.15 - Gráfico genérico mostrando a variação da função de interesse em função do refino da malha. (ECKERSLEY, 2009)

Para este caso específico, utilizou-se uma malha inicial com tamanho de aresta de elemento de, em média, 1mm. Após o término da programação do método, começou-se um estudo de convergência, e, curiosamente, após o primeiro refino (reduzindo o tamanho da aresta pela metade, e quadruplicando a quantidade de elementos), as variações nos resultados de interesse foram muito pequenas. Por acaso, nas simulações iniciais a malha já estava com um tamanho adequado.

Era de se esperar que os resultados iniciais não estivessem ruins, já que, para que o método funcionasse corretamente, a malha teria que estar refinada o suficiente para captar as pequenas mudanças de posição do canal. Ainda assim, foi uma surpresa os resultados ficarem tão próximos. A tabela a seguir ilustra isso com mais detalhes:

Tabela 5.2 - Estudo de Convergência

	Nós (aprox.)	Elementos (aprox.)	Iterações	X_f (mm)	Y_f (mm)	Tmax (K)	$\Delta\% Tmax$
1	3100	975	82	36.144	-5.764	361.15	-
2	11000	3550	80	36.146	-5.866	361.149	2.76e-4

Na Tabela 5.2, a quantidade de nós e elementos está aproximada pois em cada otimização foram feitas em torno de 80 simulações, e estes valores são valores médios

ao longo das mesmas. Percebe-se que a qualidade da malha influencia a quantidade de iterações necessárias para obter a convergência do método, porém, os resultados ficaram praticamente iguais, e o tempo de análise foi em torno de três vezes maior.

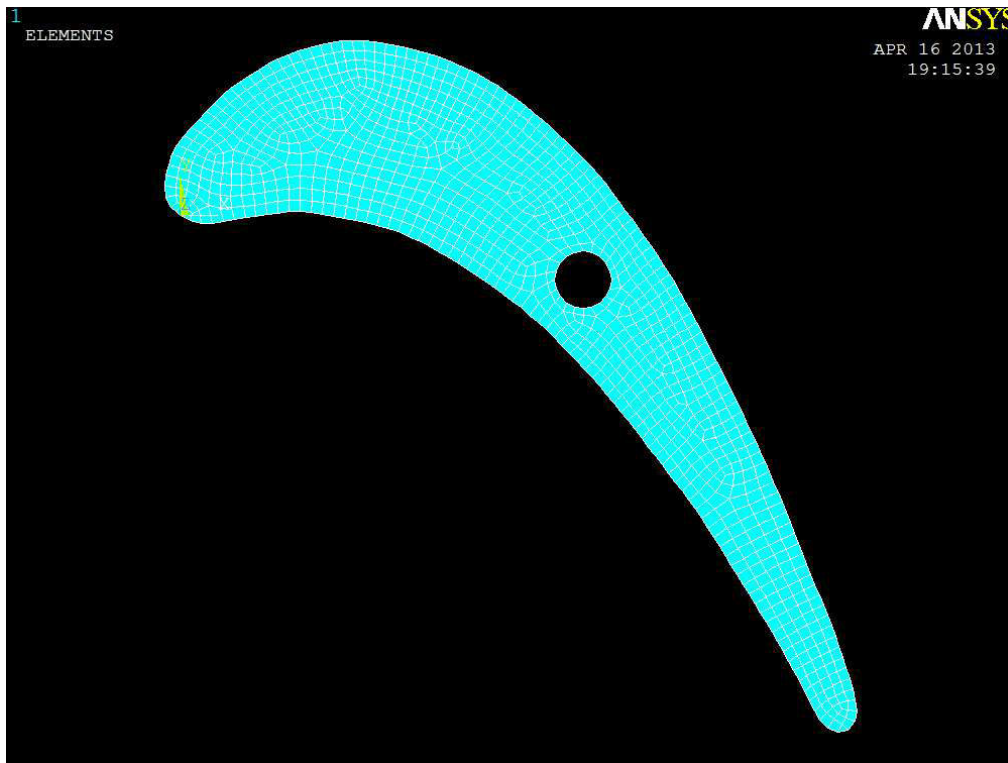


Figura5.16 - Malha do Caso 1, menos refinada.

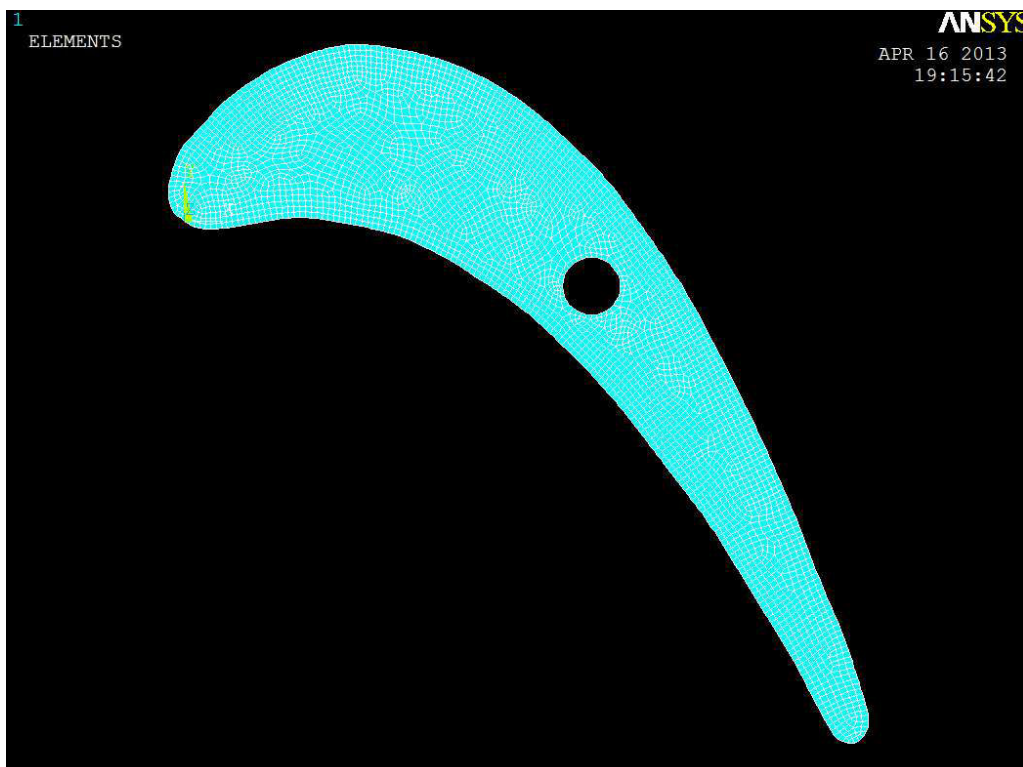


Figura5.17 - Malha do Caso 2, mais refinada.

Como pode ser visto na Figura5.16, a malha não parece estar muito refinada, mas, por se tratar de um problema sem não linearidades, e pelo uso de um elemento de segunda ordem (com funções de interpolação quadráticas), os resultados ainda assim ficam razoáveis.

6 Resultados e Pós-Processamento

Neste tópico serão mostrados e discutidos os resultados obtidos com o método da descida mais íngreme. Fez-se dois casos separados: um caso com a otimização da posição e tamanho de um canal, e um segundo caso com a otimização da posição e tamanho de dois canais. Os dois serão tratados individualmente nesta seção.

6.1 Caso de Otimização de um Canal

Este primeiro caso é, por natureza, mais simples. Porém, como foi o primeiro caso em que o método foi implementado com as condições limitadoras, acabou precisando de muitas tentativas para conseguir calibrar o método.

Este problema se deu principalmente pela decisão de usar um passo de procura constante. Para passos de procura muito pequenos as variações de posição no canal eram tão pequenas que não chegavam a influenciar o resultado da temperatura máxima (devido ao fato da malha gerada ter um erro maior do que a variação de posição e devido ao erro de aproximação da própria solução). Para alfas muito grandes, o canal dava “pulos” muito grandes, instabilizando o método, as vezes até mesmo saindo do perfil, provocando uma divergência no resultado. O desafio foi conseguir um meio termo em que o canal caminhasse corretamente ao longo do perfil, sem que o número de iterações ficasse demasiadamente grande.

Para estudos mais avançados, é possível utilizar um passo de procura variável, definido por procedimentos como a Dichotomous Search, Fibonacci Search, Golden Search, Cubic Interpolation, entre outros. (COLAÇO, ORLANDE e DULIKRAVICH, 2006)

Condições Iniciais

Algumas condições iniciais tiveram que ser definidas como ponto de partida para a análise. Além do alfa, foi preciso definir a posição e o raio inicial do canal. Para dificultar ao máximo a obtenção de um resultado, posicionou-se o canal próximo ao bordo de fuga. Utilizou-se também um raio inicial pequeno, com o valor de 1mm.

O valor inicial do alfa ficou definido com 1.5. Na Tabela 6.1 é possível ver as principais condições iniciais para o caso de um canal, e na Figura 6.1 a posição inicial do canal na palheta.

Tabela 6.1 - Dados Iniciais do Canal

Posição em X (mm)	Posição em Y (mm)	Raio (mm)	α
4	5	1	1.5

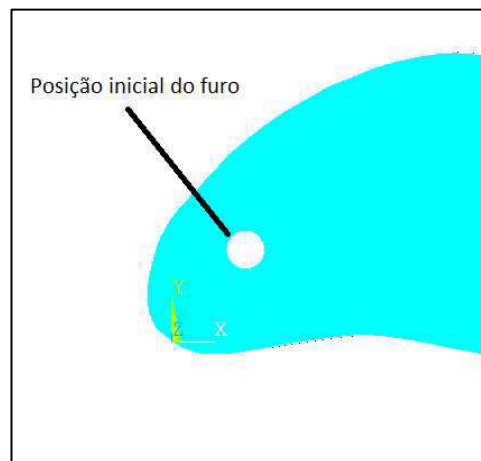


Figura 6.1 - Posição Inicial do Canal.

Vários outros parâmetros foram definidos, mas estes estão mais ligados à parte de programação. É possível ver o valor de cada um deles no caso analisado no apêndice, onde o programa está anexado.

Critérios Limitadores

Como critérios limitadores, utilizou-se um raio máximo e uma distância máxima entre o canal e as paredes do perfil. O raio máximo foi inserido para impedir a tendência do canal de aumentar indefinidamente, e a distância mínima da parede foi inserida para impedir que o canal se aproxime demais (ou até mesmo atravesse) das paredes do perfil. A tabela Tabela 6.2 mostra os valores utilizados:

Tabela 6.2 - Critérios Limitadores

Raio Máximo (mm)	Distância Mínima (mm)
2.5	2.0

Critérios de Parada

Como critérios de parada da análise, definiu-se um número máximo de iterações e uma variação máxima entre as temperaturas máximas de um passo de tempo para o outro.

Tabela 6.3 - Critérios de Parada

Número Máximo de Iterações	Variação Máxima de $T_{max_{k-3}}$ para T_{max_k} (%)
150	0.05

Resultados

Após rodar a rotina de otimização, encontrou-se um ponto ótimo de acordo com o critério definido. É possível ver a convergência no gráfico que mostra a temperatura em função das iterações.

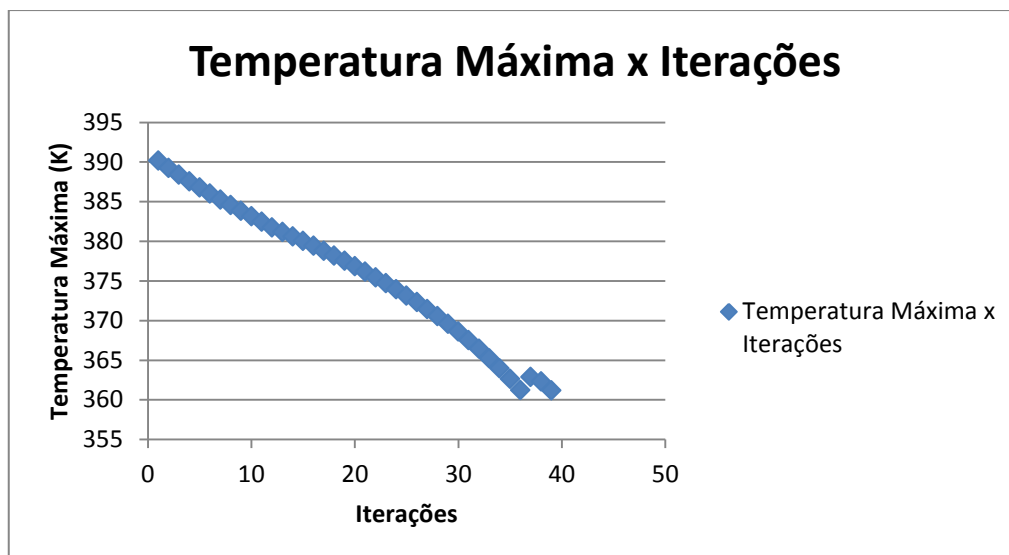


Figura 6.2 - Gráfico mostrando a convergência da rotina com uma tolerância de 0.05%.

Apertando o critério de convergência, poder-se-ia prolongar bastante este gráfico. Porém, para conseguir uma variação de 0.4°K , seriam necessárias mais 40 iterações, e por isso optou-se em deixar a tolerância neste valor.

As Figura 6.3 até Figura 6.8 mostram o percurso percorrido pelo canal, assim como as variações do raio do mesmo.

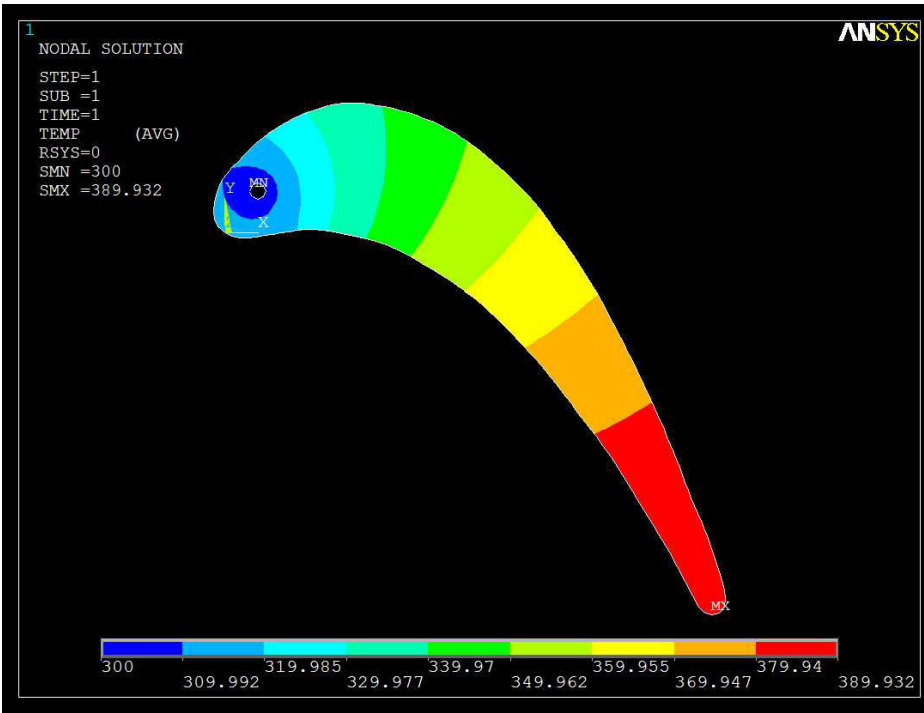


Figura 6.3 - Distribuição de Temperatura na iteração 1.

Na primeira iteração, temos o canal na posição inicial, com o raio inicial. Verifica-se que a temperatura máxima no perfil é de 389.9 K.

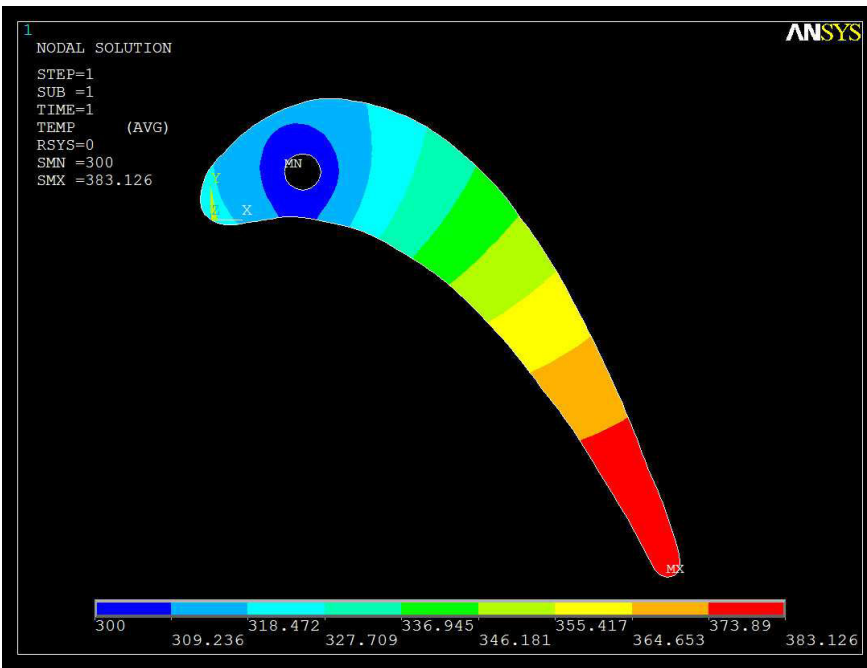


Figura 6.4 - Distribuição de Temperatura na iteração 10.

Após dez iterações, o raio do canal aumenta até quase o limite permitido, e o canal já começa o seu percurso na direção do mínimo da função objetivo. A temperatura máxima já começa a diminuir, ficando com um valor de 383.1 K.

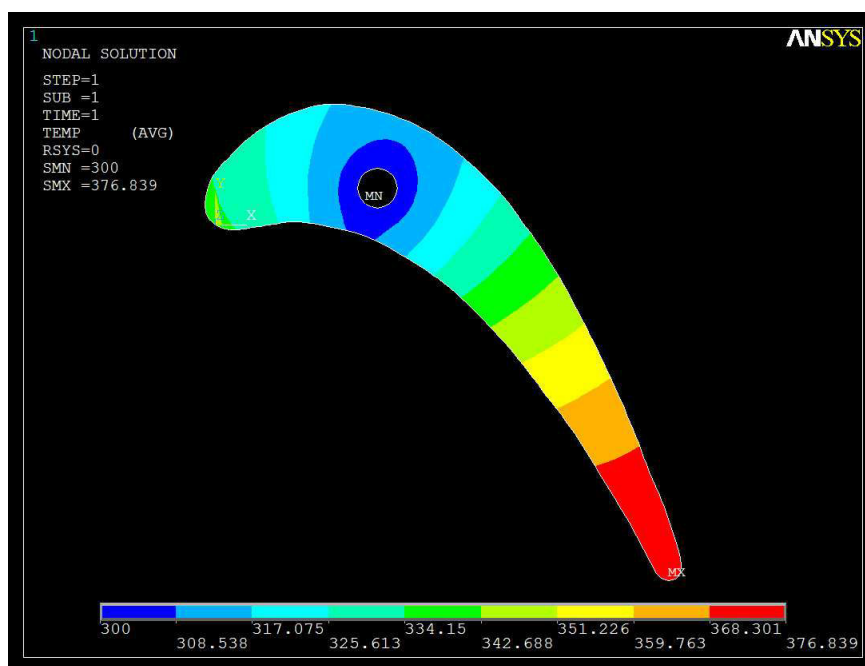


Figura 6.5 - Distribuição de Temperatura na iteração 20.

Corridas vinte iterações, o canal já está com o seu raio no valor máximo, e continua o seu percurso. A temperatura máxima vem diminuindo a cada iteração, estando no momento em 368.6 K.

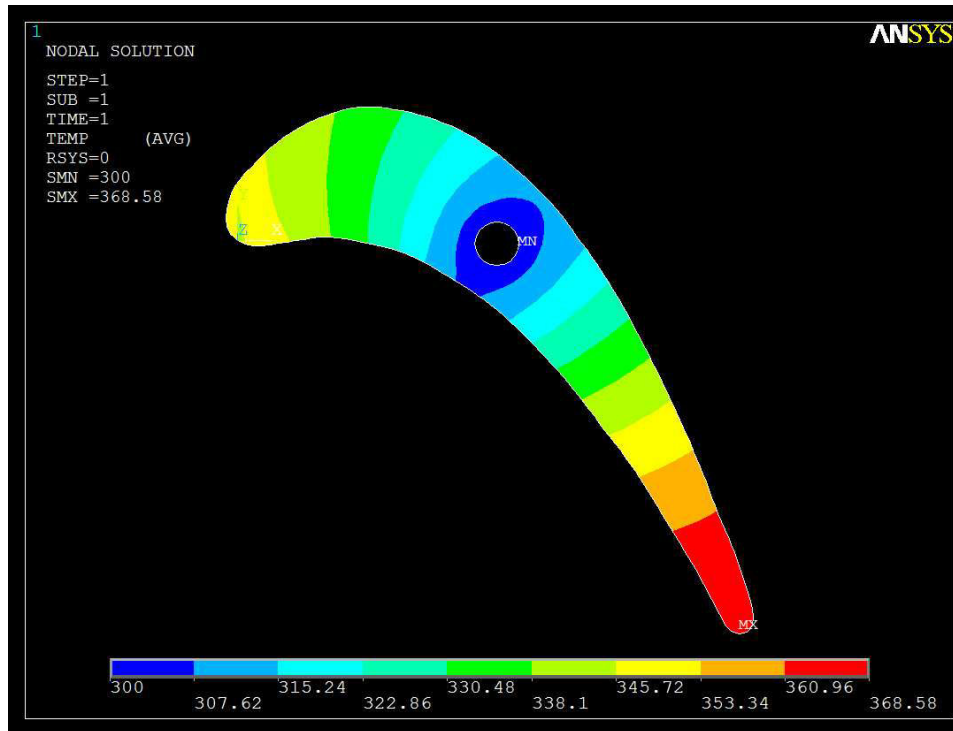


Figura 6.6 - Distribuição de Temperatura na iteração 30.

Passadas 30 iterações, o canal já começa a se aproximar da posição em que a função objetivo tem o seu menor valor, e a convergência se torna mais lenta.

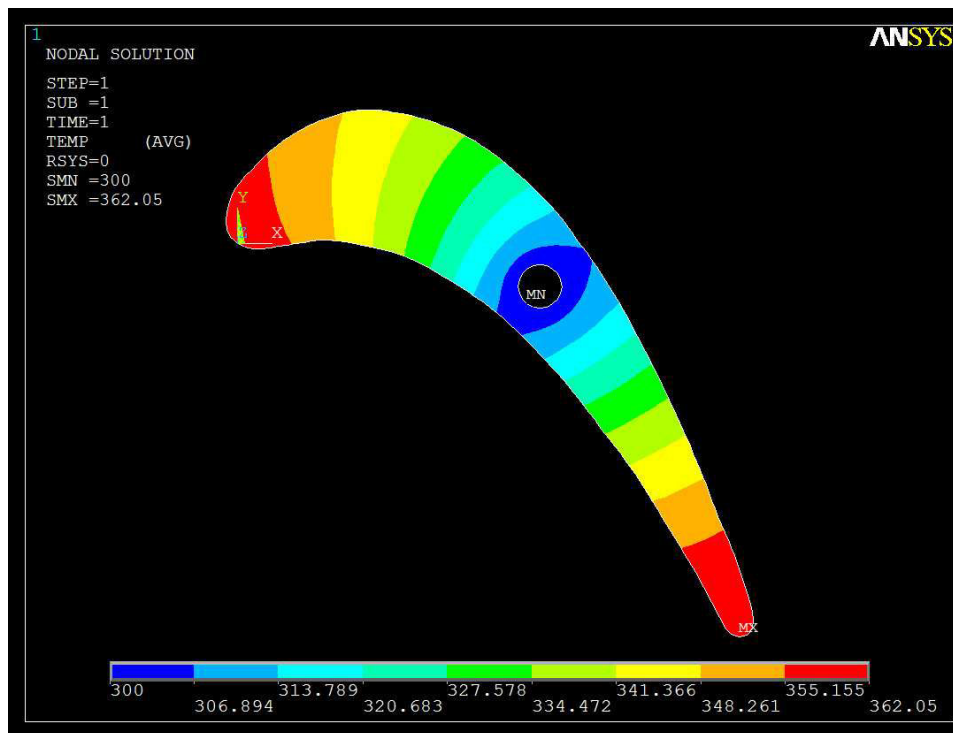


Figura 6.7 - Distribuição de Temperatura na iteração 40.

Nas últimas 5 iterações, o valor da função objetivo já oscila em torno do mínimo, até que esta oscilação se torna pequena o suficiente para que o critério de parada seja atingido.

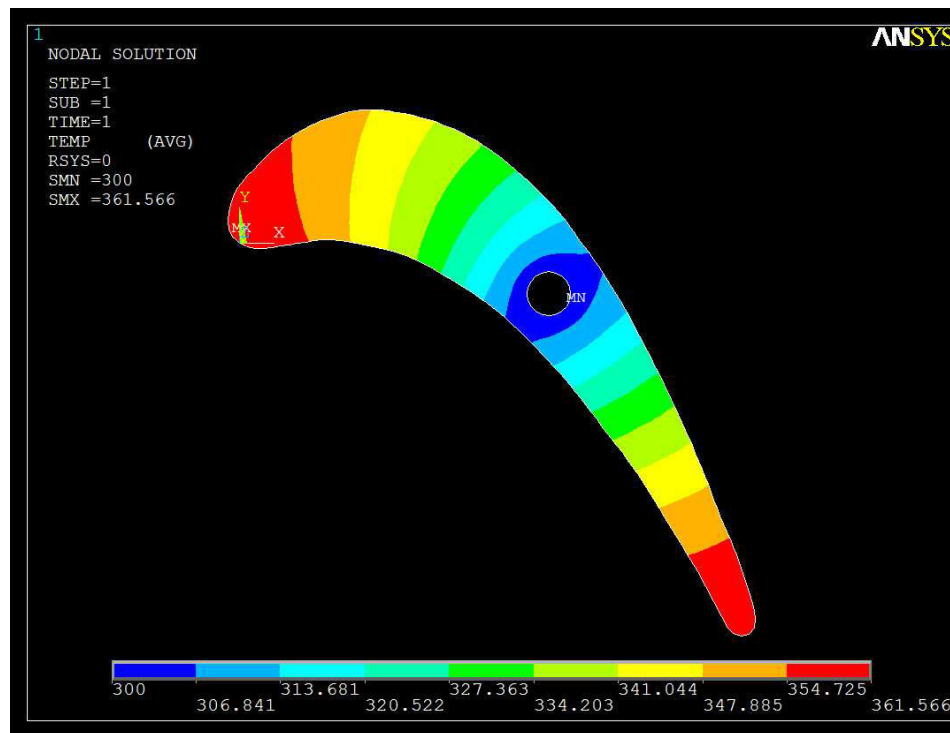


Figura 6.8 - Distribuição de Temperatura na iteração 45.

Após o término da análise, verifica-se que a temperatura máxima final está com um valor de 361.6 K, ou seja, houve uma diminuição quase 40 K apenas com a variação da posição e do raio do canal de resfriamento.

Percebe-se que o método foi muito eficiente para obter uma posição e raio ótimos para o canal, mesmo antes levar em conta o número de iterações e simulações. Em nível de engenharia, já é possível dizer que o resultado foi satisfatório.

Ao estudar a imagem, tornam-se visível, nas extremidades da palheta (nos bordos de fuga e ataque), regiões com uma temperatura maior em relação ao resto do perfil. Este resultado é de se esperar considerando que só existe um canal na palheta. Quanto mais distante do canal for a região estudada, maior será a temperatura da mesma. Este efeito se torna mais sutil quando se trabalha com dois canais, como será mostrado adiante.

A tabela a seguir resume alguns dados da configuração final:

Tabela 6.4 - Configuração Final

Posição X (mm)	Posição Y (mm)	Raio (mm)	Iterações	Simulações	ΔT_{max} (K)	ΔT_{max} (%)
-36.24	-5.81	2.56	45	181	-38	9.8

É importante citar que, exceto na primeira, em cada uma das iterações ocorrem quatro simulações, sendo três delas para calcular o gradiente da função a ser minimizada. No total, ocorreram 181 simulações neste processo de otimização.

6.2 Caso de Otimização com Dois Canais

Este segundo caso foi um pouco mais complicado. O motivo para isto é que os dois canais, a princípio, tenderiam a ir para a mesma direção; e o canal que está na frente tem uma influência muito maior ao se deslocar do que o canal que está atrás. O canal que está atrás acabava se deslocando sem provocar alterações na temperatura máxima do perfil, o que gera um gradiente nulo, e portanto, faz com que o método de otimização não funcione corretamente.

Porém, quando os canais estão afastados o suficiente um do outro, o segundo canal consegue fazer alterações na temperatura máxima do sistema quando ele se desloca. Por isso, a solução para o problema foi forçar um deslocamento pequeno em qualquer um dos canais que estivesse parado há mais do que 4 iterações seguidas. Desta forma, reiniciava-se a tentativa de otimizar este canal através deste pequeno “empurrão”. O “empurrão” foi dado diversas vezes até que os dois canais atingiram uma posição em que a temperatura máxima era a menor possível.

Condições Iniciais

Algumas condições iniciais tiveram que ser definidas como ponto de partida para a análise. Além do passo de procura, foi preciso definir a posição e o raio inicial do canal de cada um dos canais. Para dificultar ao máximo a obtenção de um resultado, posicionou-se os canais próximos um do outro, perto do centro do perfil. Utilizou-se também um raio inicial pequeno, com o valor de 1mm.

O valor inicial dos passos de procura ficou definido com 0.5. Na Tabela 6.5 é possível ver as principais condições iniciais para o caso de um canal, e na Figura 6.9 é possível visualizar a posição dos canais no perfil.

Tabela 6.5 - Condições Iniciais

	Posição em X (mm)	Posição em Y (mm)	Raio (mm)	α
Canal 1	42	-10	1	0.5
Canal 2	46	-18	1	0.5

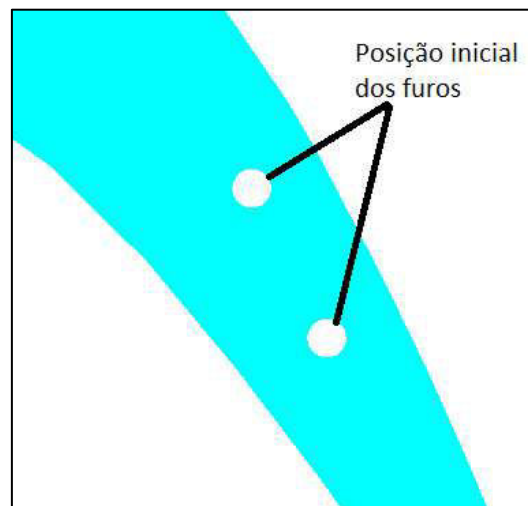


Figura 6.9 - Posição Inicial dos Canais.

É possível ver mais detalhes a respeito de todos os parâmetros da macro no apêndice, onde o programa inteiro está disponível.

CrITÉRIOS Limitadores

Assim como no caso de um canal, utilizou-se como critérios limitadores um raio máximo e uma distância máxima entre o canal e as paredes do perfil. O raio máximo foi inserido para impedir a tendência do canal de aumentar indefinidamente, e a distância mínima da parede foi inserida para impedir que o canal se aproxime demais (ou até mesmo atravesse) das paredes do perfil. A Tabela 6.6 mostra os valores utilizados:

Tabela 6.6 - Critérios Limitadores

Raio Máximo (mm)	Distância Mínima (mm)
2.5	2.0

Critérios de Parada

Como critérios de parada da análise, definiu-se um número máximo de iterações e uma variação máxima entre as temperaturas máximas de um passo de tempo para o outro. Na Tabela 6.7 é possível ver os critérios de parada adotados na análise com dois canais.

Tabela 6.7 - Critérios de Parada

Número Máximo de Iterações	Variação Máxima de $T_{max_{k-1}}$ para T_{max_k} (%)
150	0.05

Resultados

Após rodar a rotina de otimização, encontrou-se um ponto ótimo de acordo com o critério definido. É possível ver a convergência no gráfico mostrado pela Figura 6.10, que mostra a temperatura em função das iterações.

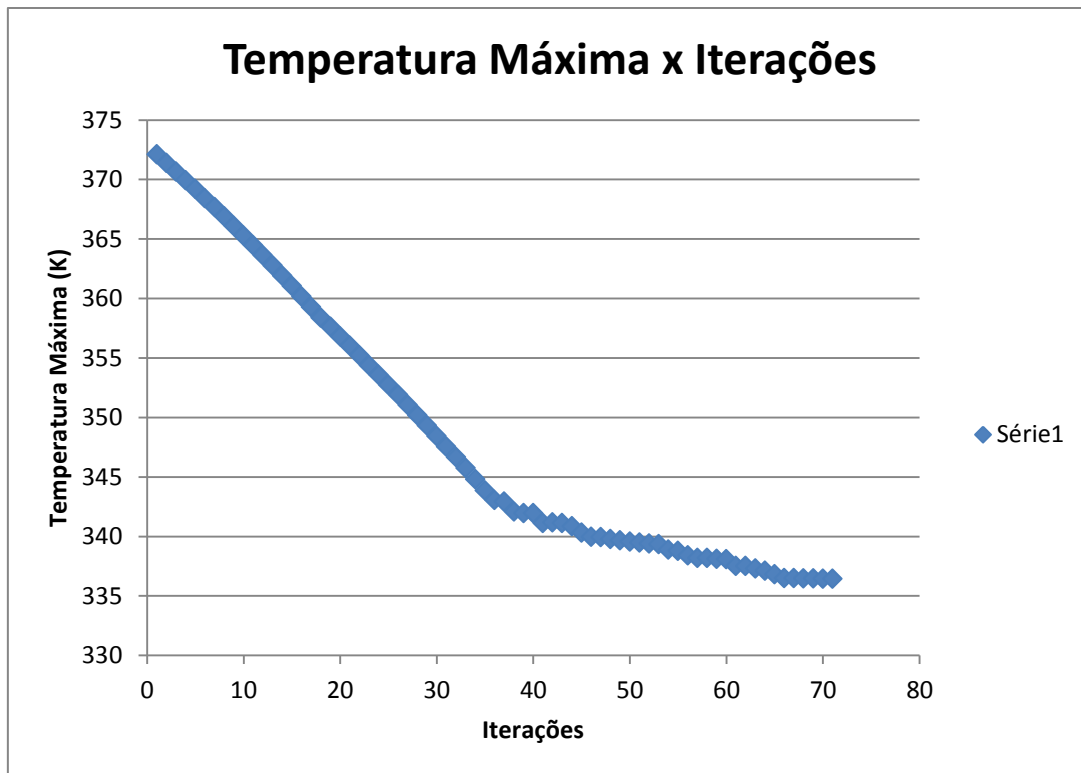


Figura 6.10 - Gráfico mostrando a convergência da rotina com uma tolerância de 0.05%.

Neste caso, mesmo sem apertar mais o critério de convergência, foram necessárias 71 iterações para atingir a solução adequada, isto, por si só, já indica um aumento na complexidade do primeiro modelo para este.

O formato da curva de convergência deste segundo gráfico é um pouco diferente do primeiro. No primeiro ocorre uma oscilação maior, neste segundo a curva se aproxima a uma reta. Isso ocorre pelo seguinte motivo: com um canal, ocorre uma oscilação em torno de um determinado ponto ótimo, já na simulação com dois canais, os dois canais mantiveram a tendência de se afastar ao longo do processo inteiro, não oscilando em torno de um ponto.

As Figura 6.11 até Figura 6.16 mostram o percurso percorrido pelos canais, assim como as variações dos raios dos mesmos.

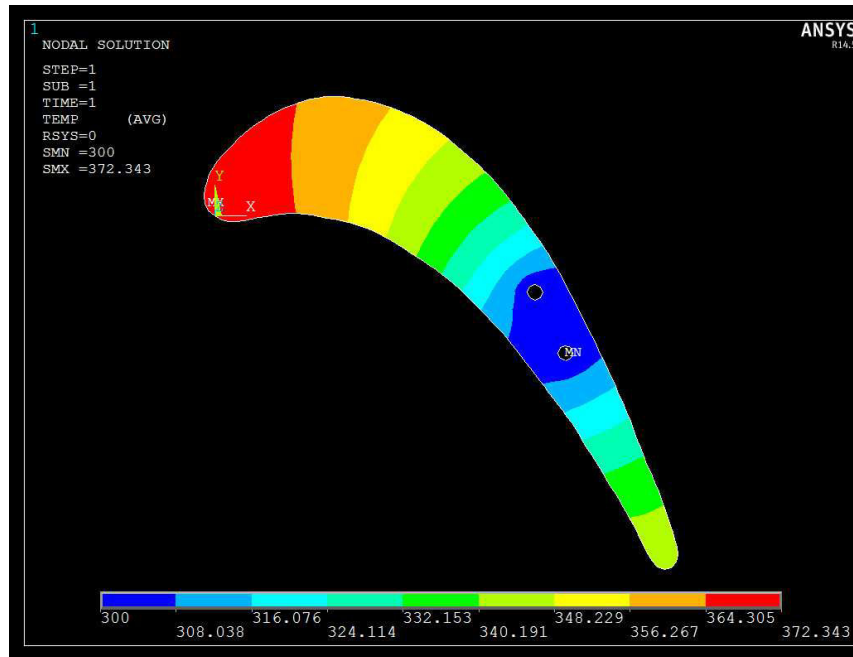


Figura 6.11 - Distribuição de Temperatura na iteração 1.

Na primeira iteração, temos ambos os canais nas suas posições iniciais, com os seus raios iniciais. A temperatura máxima no perfil é de 372.3 K.

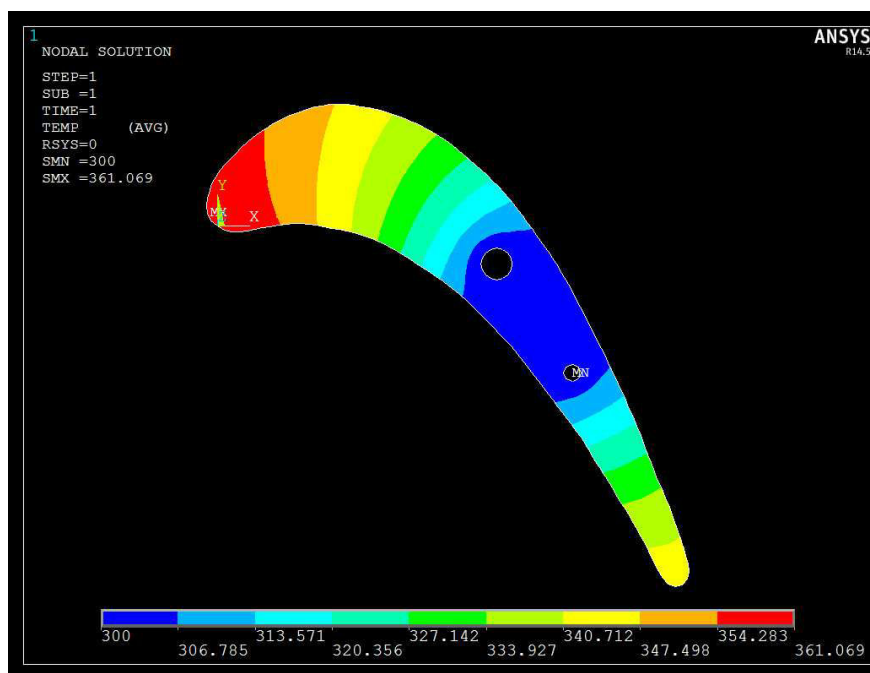


Figura 6.12 - Distribuição de Temperatura na iteração 15.

Após quinze iterações, verifica-se que o canal superior aumentou o seu raio até quase o valor limite, e se deslocou na direção do bordo de ataque. O canal inferior ficou praticamente parado. A temperatura máxima, porém, já reduziu para 361 K.

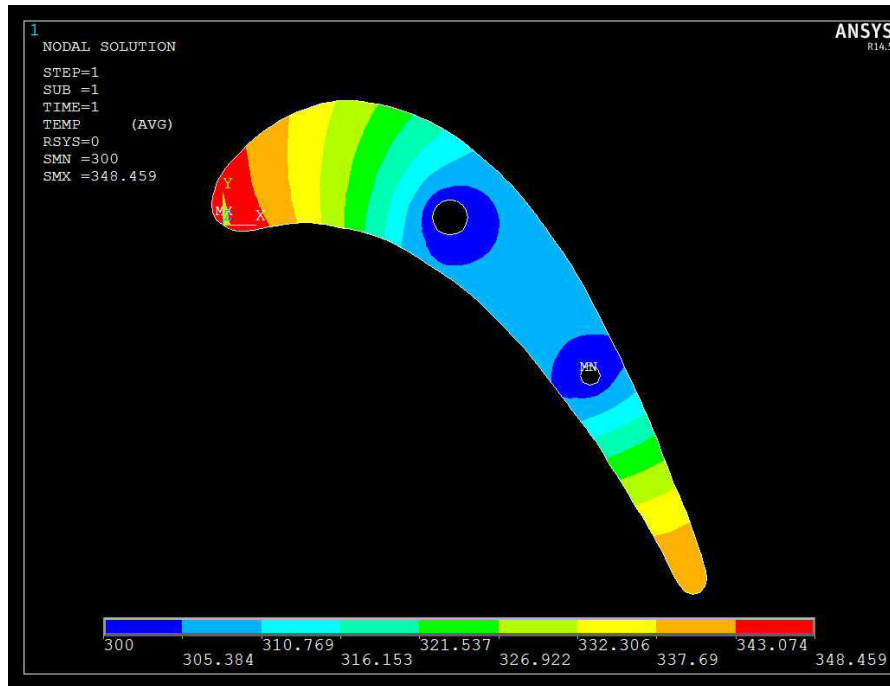


Figura 6.13 - Distribuição de Temperatura na iteração 30.

Após a trigésima iteração, o canal superior está ainda mais próximo do bordo de ataque, e as temperaturas na palheta continuam diminuindo, tal que a máxima está com valor de 348.5 K. O canal inferior continua quase no mesmo estado.

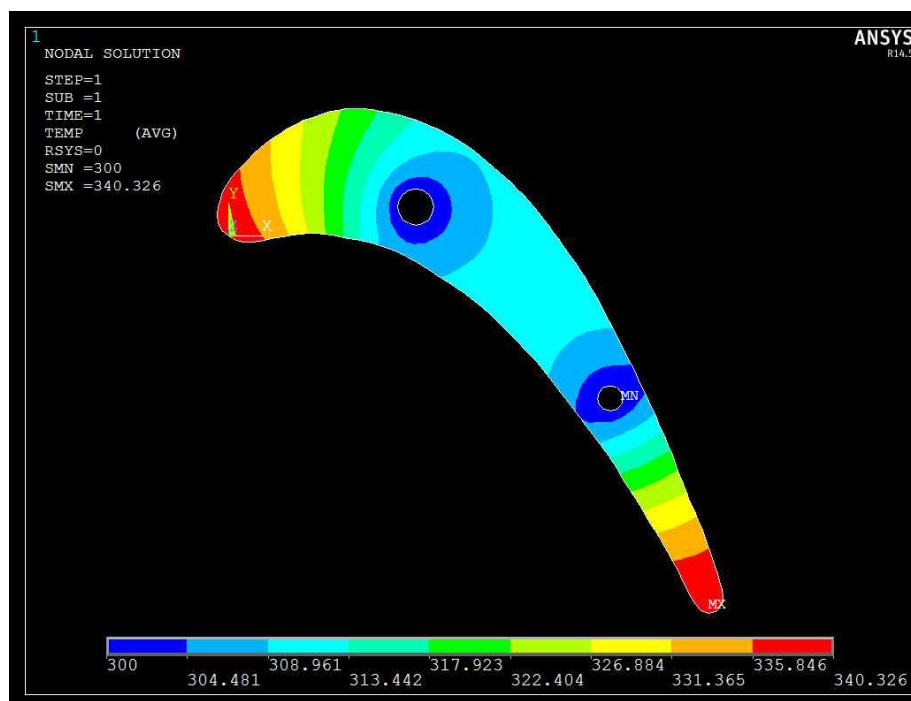


Figura 6.14 - Distribuição de Temperatura na iteração 45.

Após a quadragésima quinta iteração, o canal superior já se aproximou tanto do bordo de ataque, que a temperatura máxima no perfil passou a ser a do bordo de fuga. Esta condição faz com que o canal inferior comece a aumentar o seu raio, e se deslocar em direção ao bordo de fuga. A temperatura máxima já caiu para 350 K.

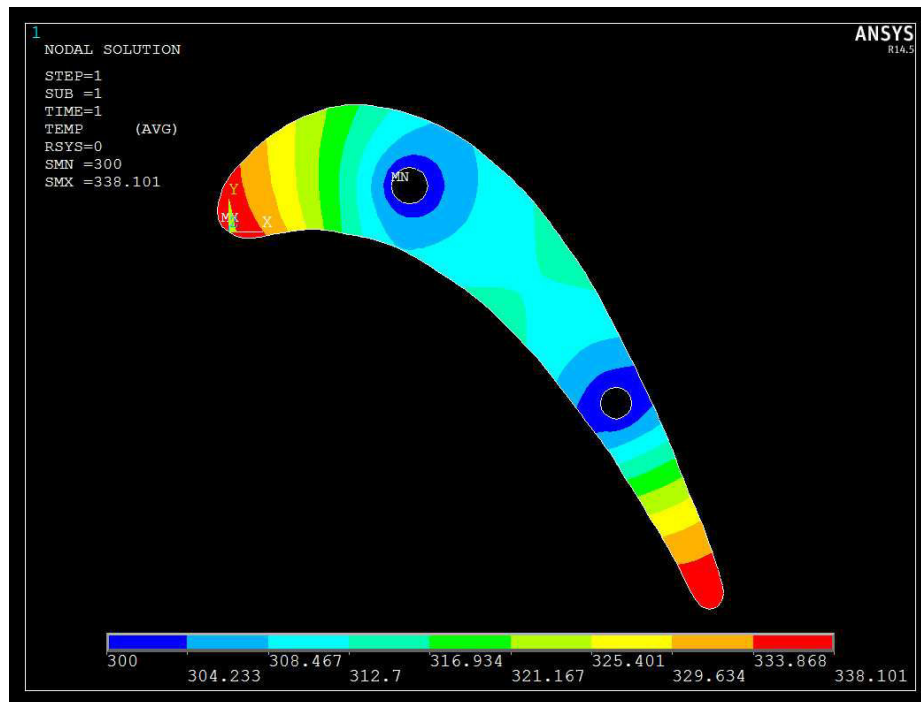


Figura 6.15 - Distribuição de Temperatura na iteração 60.

Após sessenta iterações, a posição onde ocorre a temperatura máxima já alternou entre o bordo de fuga e o bordo de ataque várias vezes. A cada vez que isto ocorre, o respectivo canal vai se aproximando mais do bordo, reduzindo a temperatura máxima do perfil. Nesta iteração, a temperatura máxima está em 338 K.

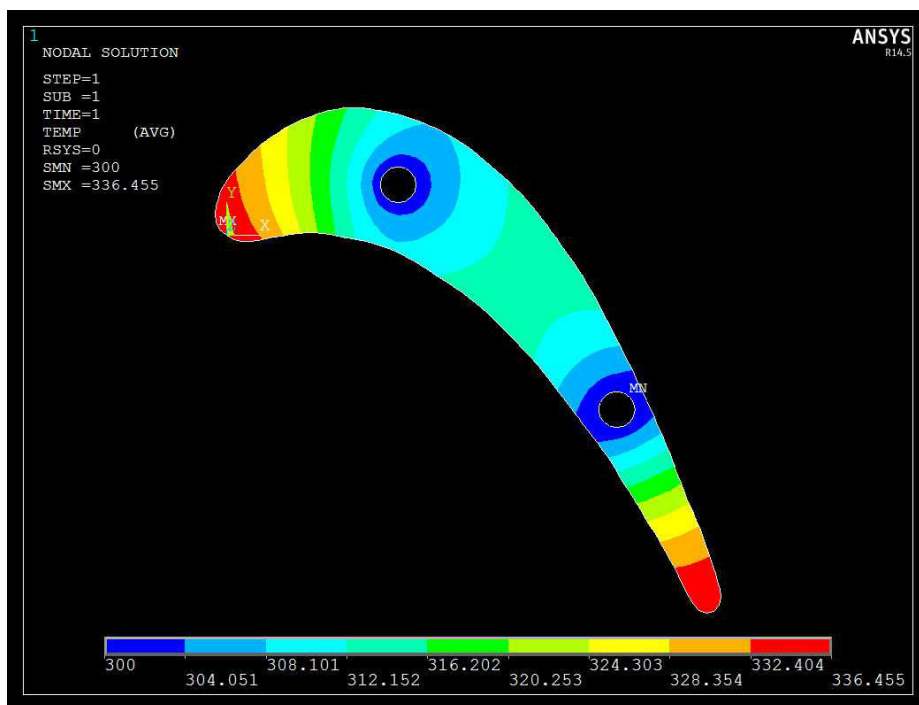


Figura 6.16 - Distribuição de Temperatura na iteração 71.

Após a iteração número setenta e um, o critério de proximidade entre o canal e as paredes do perfil é atingido, impedindo o canal inferior de se aproximar mais do bordo de fuga. O processo converge com uma temperatura máxima de 336 K.

A temperatura máxima variou de 372 K para 336 K ao longo do processo, uma variação de praticamente 10%. Coincidentemente, uma variação percentual bem próxima da obtida na otimização com apenas um canal. Neste caso, porém, a temperatura máxima foi consideravelmente menor. No caso com um canal, ela foi de 361 K, neste segundo caso foi de 336 K - uma diferença de 25 K.

Esta diferença é de se esperar: Em condições de operação iguais, dois canais de resfriamento em locais otimizados resfriam melhor do que um canal de resfriamento em local otimizado.

Em termos de engenharia os resultados são coerentes, e o gráfico de convergência mostra que o método de otimização funcionou da maneira esperada.

A tabela a seguir resume alguns dados da configuração final:

Tabela 6.8 - Configuração Final

	Posição X (mm)	Posição Y (mm)	Raio (mm)	Iterações	Simulações	ΔT_{max} (K)	ΔT_{max} (%)
Canal 1	21.08	6.28	2.21	71	561	-36	9.7
Canal 2	47.95	-21.37	2.20	71	561	-36	9.7

Nesta análise, por se tratar de uma análise com dois canais, em cada iteração ocorriam 8 simulações, 4 para cada canal (descontando a primeira iteração). Neste caso, foram 561 simulações ao longo do processo de otimização.

7 Considerações Finais

Este projeto visou exemplificar uma aplicação de um método de otimização por meio de programação em conjunto com um software de elementos finitos para resolver um problema de engenharia. Como foi visto anteriormente, a ideia é factível, e até mesmo viável em muitos casos.

Utilizou-se um método de otimização dos mais simples, sendo que o mesmo ainda foi simplificado ao usar um valor constante para o passo de procura. Ainda assim, os resultados foram bons.

Comparação Entre os Dois Casos

No modelo com um canal, partiu-se de uma posição inicial qualquer, e, apenas movimentando a posição do canal, e alterando ligeiramente o seu raio, obteve-se uma redução de 10% na temperatura máxima dentro do perfil. O processo de convergência foi visível ao longo da simulação, pois à medida que o canal se aproximava do local otimizado, houve uma oscilação em torno deste ponto. Este detalhe pode ser visto também no gráfico de convergência na Figura 6.2.

No modelo com dois canais, o mesmo ocorreu, alterando a posição e o raio dos dois canais, foi possível reduzir a temperatura máxima dentro do perfil em 36 K. Uma redução de quase 10%. Apesar das variações de temperatura serem percentualmente iguais, o modelo com dois canais obteve uma temperatura máxima absoluta menor, de 336 K. Prova de que a utilização de dois canais de refrigeração em condições de trabalho iguais é mais eficiente do que a utilização de apenas um canal de resfriamento.

Se levarmos em consideração alguns aspectos de engenharia, vemos que o gradiente de temperatura é maior no caso com um canal de resfriamento, ou seja, esta palheta terá uma tensão térmica maior do que a palheta com dois canais. Por outro lado, a fabricação de uma palheta de turbina com apenas um canal de resfriamento é mais simples do que a fabricação com dois canais, e, estruturalmente (sem levar em consideração as tensões térmicas), é de se esperar que a palheta com apenas um canal seja mais robusta. Além disso, na palheta com dois canais de resfriamento ocorrerá um consumo maior de ar do compressor. Enfim, percebe-se que não há uma resposta única para dizer se um caso é

melhor do que o outro. É necessário verificar para cada caso específico quais os fatores importantes são cruciais na hora de planejar o projeto.

Estes resultados ressaltam a importância de se fazer um estudo relativo à posição e raio dos canais das palhetas de turbina. Percebe-se claramente que uma configuração qualquer terá uma eficiência de refrigeração bem menor do que a configuração ideal.

Um controle maior na posição e nos raios do canal de resfriamento provoca uma temperatura máxima menor no perfil. Este fator acarreta em uma temperatura de entrada maior na turbina, o que gera um aumento na eficiência do ciclo. Este aumento de eficiência vai se traduzir em um ganho monetário a longo prazo.

Limitações do método

Naturalmente, foram descobertas algumas limitações inerentes ao método e às aplicações do método para este tipo de problema, como:

- A necessidade de calibrar o passo de procura de antemão para conseguir rodar uma análise de otimização em um tempo razoável sem causar instabilidades.
- A dificuldade de se trabalhar com mais de dois canais (para trabalhar com dois canais já foi necessário utilizar artifícios para o método funcionar),
- A enorme quantidade de simulações necessárias para fazer uma otimização. Neste caso, por se tratar de análises bidimensionais, lineares, isto não foi um empecilho. Para análises tridimensionais mais complexas, este problema será um fator limitador.
- A incapacidade do canal reduzir de tamanho para se aproximar mais do bordo de fuga – o que teria o potencial de reduzir ainda mais a temperatura máxima no perfil.

Para este problema, a utilização de um passo de procura otimizado, variando ao longo de cada iteração, provocaria uma convergência muito mais rápida, possibilitando até mesmo a otimização de canais em palhetas tridimensionais; algo que geraria resultados ainda mais verossímeis.

Outra possibilidade para melhorar os resultados seria a utilização de outros parâmetros de otimização. Por exemplo, trabalhar com canais elípticos em vez de circulares, variando também a excentricidade além dos parâmetros utilizados no presente estudo.

Estas melhoras levariam a um resultado mais completo, e, na maior parte dos casos, um resultado melhor. Porém, cada uma dessas melhoras exigiria um esforço computacional e de programação maiores, e seria importante pesar estes esforços para definir se tal modificação seria viável ou não para um estudo futuro.

De qualquer forma, existem métodos mais eficientes e modernos que podem ser aplicados a diversos outros problemas de engenharia. Ou seja, tomando o sucesso deste experimento (que usou um método de otimização dos mais simples) como base, é de se esperar que aplicações de otimização com métodos mais modernos gerem resultados melhores ainda.

8 Bibliografia

BOYCE, M. P. **Gas Turbine Engineering Handbook**. 2a. ed. Woburn: Gulf Professional Publishing, 2002.

COLAÇO, M. J.; ORLANDE, H. R. B.; DULIKRAVICH, G. S. Inverse and Optimization Problems in Heat Transfer. **J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.**, v. XXVIII, 2006.

CRPT. Plate Tectonics. **Canyonridge Plate Tectonics**, 1999. Disponível em: <<http://canyonridgeplatetectonics.weebly.com/convection.html>>.

ECKERSLEY, T. How good is your mesh anyway? **Solidworks UK Blog**, 19 jun. 2009. Disponível em: <http://blogs.solidworks.com/solidworks_uk/2009/06/how-good-is-your-mesh-anyway.html>. Acesso em: 16 abr. 2013.

FLETCHER, R. A. R. Function Minimization by Conjugate Gradients. **Comput. Journal**, 6, 1964. 149-154.

GARG, V. K. **Modeling Film-Coolant Flow Characteristics at the Exit of Shower-Head Holes**. International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Orlando: AYT Corporation. 2000.

KOMAREK, P. Minimizing Quadratic Forms. **Komarix**, 2004. Disponível em: <http://komarix.org/ac/papers/thesis/thesis_html/node10.html>. Acesso em: 11 mar. 2013.

LPS. Hot Water Pipes Newtons Cooling Law. **Leining Pine Software**, 2011. Disponível em: <http://www.leaningpinesoftware.com/hot_water_pipes_Newtons_cooling.shtml>. Acesso em: 07 jan. 2013.

ÖZİŞİK, M. N. **Heat Transfer: a Basic Approach**. New York: Mcgraw-Hill College, v. I, 1985.

P. INCROPERA, F.; P. DEWITT, D. **Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa**. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1992.

ROGERS, G. F. C.; COHEN, H.; STRAZNICKY, P. **Gas Turbine Theory**. Harlow: Pearson Education Limited, 2008.

SONNTAG, E.; BORGNAKKE, C.; VAN WYLEN, G. J. **Fundamentals of Thermodynamics**. 6a. ed. Hoboken: John Wiley & Sons Inc., 2003.

WONG, A. S. L. **Virtual Teacher Aide**, 2011. Disponível em: <<http://www.vtaide.com/png/heat2.htm>>. Acesso em: 13 mar. 2013.

Apendice A – Rotinas de Otimização

Neste apêndice estão as rotinas de otimização da posição e raio do canal da palheta de turbina programados em APDL (Ansys Parametric Design Language). São duas rotinas, uma para um canal de resfriamento, e outra para dois canais de resfriamento. Essas rotinas são compostas de um programa principal (perfil1canal.mac e perfil2canais.mac), que chamam outras rotinas secundárias.

As macros que forem comuns às duas rotinas serão escritas apenas uma vez: na listagem de macros da primeira rotina.

Rotina para um Canal de Resfriamento

perfil1canal.mac

```
finish  
/clear
```

!DEFINIÇÃO DE PARÂMETROS

!ALFA DO MÉTODO

```
alfa=1.5  
alfax=alfa  
alfay=alfa
```

!COORDENADAS INICIAIS DO CANAL

```
xi=4  
yi=5  
ri=1
```

!COORDENADAS DELTA DO CANAL

```
x=xi-.5  
y=yi-.5  
r=ri+.1
```

!GRADIENTES INICIAIS

```
dtdx1=1  
dtdy1=1  
dtdr1=1
```

!NUMERO MÁXIMO DE ITERAÇÕES ANTES DO LOOP ACABAR

```
itmax=150
```

!DISTÂNCIA LIMITE DAS ARESTAS DO PERFIL

dlim=2.0

!TAMANHO DO ELEMENTO

msize=1

!VALOR INICIAL DO CONTADOR J

j=0

!VARIÁVEL DE CONTROLE

tol=1

!TOLERÂNCIA MÁXIMA PERMITIDA

tolallowed=5e-4

!TAMANHO MÁXIMO DO RAIOS

raiolim=2.5

!IMPORTAÇÃO DE GEOMETRIA E CALC DE AREA INICIAL

/input,areaperfil2.mac

asum

*get,aini,area,,area

!CRIAÇÃO DE NAMED SELECTIONS - PRESSÃO E SUÇÃO

namesel.mac

!CRIAÇÃO DO CÍRCULO INTERNO

/prep7

shpp,off

cyl4,xi,yi,ri

asba,1,2

!DEFINIÇÃO DE ELEMENTO

ET,1,PLANE77

mp,kxx,1,52.9e-3 !AÇO

!GERAÇÃO DE MALHA

esize,msize
amesh,all

!PRESCRIÇÃO TEMP CIRCULO INTERNO - 300K

tempcanal.mac

!PRESCRIÇÃO H PRESSÃO E SUCCÃO

inph.mac

!SOLUÇÃO

FINISH
/SOLu
solve

/POST1
plnsol,temp

*get,tmax0,plnsol,,max

/image,save,temp0,jpg

*dowhile,tol

j=j+1

*do,i,1,3
/prep7

aclear,all
adele,all,,,1
kdele,all

/input,areaperfil2.mac

*if,i,eq,1,then
 cyl4,x,yi,ri+dlim
 asba,1,2
 asum
 *get,afin,area,,area
 aexp=aini-3.141592654*(ri+dlim)**2
 errx=sqrt(((aexp-afin)/afin)**2)
 *if,errx,gt,1e-4,then
 adele,all,,,1

```

        /input,areaperfil2.mac
        cyl4,xi,yi,ri
        dx=sqrt((x-xi)**2)
    *else
        adele,all,,1
        /input,areaperfil2.mac
        cyl4,x,yi,ri
    *endif
*elseif,i,eq,2,then
    cyl4,xi,y,ri+dlim
    asba,1,2
    asum
    *get,afin,area,,area
    aexp=aini-3.141592654*(ri+dlim)**2
    erry=sqrt(((aexp-afin)/afin)**2)
    *if,erry,gt,1e-4,then
        adele,all,,1
        /input,areaperfil2.mac
        cyl4,xi,yi,ri
    *else
        adele,all,,1
        /input,areaperfil2.mac
        cyl4,xi,y,ri
    *endif
*elseif,i,eq,3,then
    cyl4,xi,yi,r+dlim
    asba,1,2
    asum
    *get,afin,area,,area
    aexp=aini-3.141592654*(r+dlim)**2
    errz=sqrt(((aexp-afin)/afin)**2)
    *if,errz,gt,1e-4,then
        adele,all,,1
        /input,areaperfil2.mac
        cyl4,xi,yi,ri
    *else
        adele,all,,1
        /input,areaperfil2.mac
        cyl4,xi,yi,r
    *endif
*endif
asba,1,2

```

!GERAÇÃO DA MALHA

```

esize,msize
amesh,all

```

!PRESCRIÇÃO TEMP CANAL

tempcanal.mac

!CRIAÇÃO DE NAMED SELECTIONS - PRESSÃO E SUÇÃO

namesel.mac

!PRESCRIÇÃO H PRESSÃO E SUÇÃO

inph.mac

FINISH

/SOLu

solve

/POST1

plnsol,temp

*if,i,eq,1,then

 *get,tmaxx%j%,plnsol,,max

*elseif,i,eq,2,then

 *get,tmaxy%j%,plnsol,,max

*elseif,i,eq,3,then

 *get,tmaxr%j%,plnsol,,max

*endif

*enddo

!CICLO FINAL

cycfinal.mac

$\Delta T_x \%j\% = (t_{maxx \%j\%} - t_{max \%j-1 \%})$

$\Delta T_y \%j\% = (t_{maxy \%j\%} - t_{max \%j-1 \%})$

$\Delta T_r \%j\% = (t_{maxr \%j\%} - t_{max \%j-1 \%})$

$\Delta x \%j\% = (x - x_i)$

$\Delta y \%j\% = (y - y_i)$

$\Delta r \%j\% = (r - r_i)$

*if,x-xi,ne,0,then

$dtdx \%j\% = (t_{maxx \%j\%} - t_{max \%j-1 \%}) / (x - x_i)$

*else

$dtdx \%j\% = 0$

*endif

```

*if,y-yi,ne,0,then
    dtdy%j%=(tmaxy%j%-tmax%j-1%)/(y-yi)
*else
    dtdy%j%=0
*endif
*if,r-ri,ne,0,then
    dtdr%j%=(tmaxr%j%-tmax%j-1%)/(r-ri)
*else
    dtdr%j%=0
*endif

*if,dtdx%j%*dtdx%j-1%,lt,0,and,j,gt,3,then
    *if,dtdy%j%*dtdy%j-1%,lt,0,then
        alfax=alfax/2
        alfay=alfay/2
        dtdy%j%=dtdy%j%/2
        dtdx%j%=dtdx%j%/2
    *endif
*endif

*if,errx,lt,1e-4,then
    *if,dtdx%j%,ne,0,then
        xi=x
    *endif
    x=xi-alfax*dtdx%j%
*else
    !y=y+dx
*endif

*if,erry,lt,1e-4,then
    *if,dtdy%j%,ne,0,then
        yi=y
    *endif
    y=yi-alfay*dtdy%j%
*endif

*if,errz,lt,1e-4,then
    ri=r
    *if,ri,lt,raiolim,then
        r=ri-alfa/15*dtdr%j%
    *endif
*endif

*if,j,gt,itmax,then
    tol=0
*endif

```



```

*if,j,gt,3,then
erro%j%=abs((((tmax%j%)-(tmax%j-1%))/(tmax%j%))*100

*if,erro%j%,lt,0.05,then
    tol=0
*endif
*endif

*enddo

```

!Print Number of Iterations and The Maximum Temperature

/input,printvars.mac

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

areaperfil2.mac

!CRIAÇÃO DA GEOMETRIA DO PERFIL

```

/prep7
k,1,-0.88360944, 0.70688752
k,2,-1.32541415, 1.85557979
k,3,-1.32541414, 3.26935489
k,4,-0.70688754, 5.56673942
k,5,-0.53016566, 5.92018320
k,6,0.00000000, 6.80379263
k,7,1.85557979, 8.83609433
k,8,3.26935487, 10.33823037
k,9,8.30592858, 13.78430715
k,10,14.31447265, 15.63988695
k,11,17.40710562, 15.55152599
k,12,21.73679178, 14.66791654
k,13,29.60091561, 10.86839593
k,14,37.55340037, 3.62279851
k,15,38.79045355, 2.03230152
k,16,43.29686157, -4.32968644
k,17,47.00802111, -10.86839629
k,18,49.92393218, -16.61185764
k,19,52.92820418, -23.15056749
k,20,55.04886677, -28.27550223
k,21,56.46264183, -31.98666187
k,22,58.31822160, -36.40470907
k,23,60.17380136, -41.88308758
k,24,60.70396701, -44.09211118
k,25,60.61560606, -45.15244250
k,26,60.08544040, -46.03605194
k,27,59.02510910, -46.38949571

```

k,28,57.78805591, -45.77096910
k,29,57.08116838, -44.79899871
k,30,56.63936367, -43.91538927
k,31,54.60706202, -40.02750774
k,32,52.30967754, -36.05126527
k,33,48.77523988, -30.30780391
k,34,46.38949446, -26.59664427
k,35,43.20850056, -22.35531896
k,36,40.64603325, -18.99760309
k,37,37.64176124, -15.28644344
k,38,34.63748922, -12.10544945
k,39,31.45649532, -9.01281641
k,40,28.01041859, -6.36198809
k,41,24.65270280, -4.15296448
k,42,21.56006983, -2.38574560
k,43,18.29071498, -1.06033143
k,44,14.75627730, -0.26508292
k,45,12.90069752, 0.08836086
k,46,10.33823020, 0.35344370
k,47,8.39428947, 0.17672182
k,48,6.53870969, -0.08836100
k,49,4.06460331, -0.53016571
k,50,2.56246729, -0.70688759
k,51,1.32541410, -0.61852665
k,52,-0.00000003, -0.00000003
FLST,3,52,3
FITEM,3,1
FITEM,3,2
FITEM,3,3
FITEM,3,4
FITEM,3,5
FITEM,3,6
FITEM,3,7
FITEM,3,8
FITEM,3,9
FITEM,3,10
FITEM,3,11
FITEM,3,12
FITEM,3,13
FITEM,3,14
FITEM,3,15
FITEM,3,16
FITEM,3,17
FITEM,3,18
FITEM,3,19
FITEM,3,20
FITEM,3,21
FITEM,3,22
FITEM,3,23

```

FITEM,3,24
FITEM,3,25
FITEM,3,26
FITEM,3,27
FITEM,3,28
FITEM,3,29
FITEM,3,30
FITEM,3,31
FITEM,3,32
FITEM,3,33
FITEM,3,34
FITEM,3,35
FITEM,3,36
FITEM,3,37
FITEM,3,38
FITEM,3,39
FITEM,3,40
FITEM,3,41
FITEM,3,42
FITEM,3,43
FITEM,3,44
FITEM,3,45
FITEM,3,46
FITEM,3,47
FITEM,3,48
FITEM,3,49
FITEM,3,50
FITEM,3,51
FITEM,3,52
BSPLIN, ,P51X
l,52,1
al,all
LDIV, 1, 0.5650763200758224
!lcomb,2,3

```

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

namesel.mac

!CRIAÇÃO DE NAMED SELECTIONS - PRESSÃO E SUCÇÃO

```

lsl,s,,3
cm,pressure,line

```

```

lsl,s,,1,2
cm,suction,line

```

alls

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

Tempcanal.mac

!PRESCRIÇÃO TEMP CIRCULO INTERNO - 300K

lsl,s,,,4,7
nsl,s,1
D,all,temp,300

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

inph.mac

!PRESCRIÇÃO DO H - SUÇÃO E PRESSÃO

csys,1

cmsel,s,Pressure
nsl,s,1

*del,htcoeff
*del,htcoeff2

*GET,MXNODE,NODE,,count
*GET,MXNODE1,NODE,,num,max
*DIM,HTCOEFF,array,MXNODE1
n=0
*DO,NODE,1,MXNODE
 n=ndnext(n)
 dist=nx(n)
 *if,dist,lt,10,then
 HTCOEFF(n) = (650-40*n_x(n))*10**(-6)
 *else
 HTCOEFF(n) = (250)*10**(-6)
 *endif
*ENDDO

sffun,convec,htcoeff(1)
sf,all,conv,convec,410

cmsel,s,Suction
nsl,s,1

*GET,MXNODE2,NODE,,count

```

*GET,MXNODE12,NODE,,num,max
n=0
*DIM,HTCOEFF2,array,MXNODE12
*DO,NODE,1,MXNODE2
    n=ndnext(n)
    dist=nx(n)
    *if,dist,lt,25,then
        HTCOEFF2(n) = (650-16*nx(n))*10**(-6)
    *else
        HTCOEFF2(n) = (309-2.36*nx(n))*10**(-6)
    *endif
*ENDDO

```

```

sffun,convec2,htcoeff2(1)
sf,all,conv,convec2,410

```

```

alls
csys,0

```

```

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

```

cycfinal.mac

```

/prep7

```

```

aclear,all
adele,all,,1

```

```

/input,areaperfil2.mac

```

```

    a=x
    b=y
    c=r

```

```

cyl4,a,b,c
asba,1,2

```

!GERAÇÃO DA MALHA

```

esize,msize
amesh,all

```

!PRESCRIÇÃO TEMP CANAL

```

tempcanal.mac

```

!CRIAÇÃO DE NAMED SELECTIONS - PRESSÃO E SUÇÃO

namesel.mac

!PRESCRIÇÃO H PRESSÃO E SUCÇÃO

inph.mac

FINISH

/SOLu

solve

/POST1

plnsol,temp

*get,tmax%j%,plnsol,,max

/image,save,temp%j%,jpg

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

printvars.mac

*cfopen,variaveis.txt

*do,i,1,j

*vwrite,i,tmax%i%

(1F8.3,"",1F8.3)

*enddo

Rotina para Dois Canais de Resfriamento

Perfil2canais.mac

finish

/clear

!!

!!

!!!!!!!!!!!!!!!!!!DEFINIÇÃO DE PARÂMETROS!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

!!

!!

!ALFA DO MÉTODO

alfa=0.5

alfax=alfa

alfay=alfa

```
alfa2=0.5  
alfax2=alfa2  
alfay2=alfa2
```

```
!COORDENADAS INICIAIS DO CANAL 1
```

```
!xi=58.7  
!yi=-43.65  
xi=42  
yi=-10  
ri=1
```

```
!COORDENADAS DELTA DO CANAL 1
```

```
x=xi-.5  
y=yi-.5  
r=ri+.1
```

```
!COORDENADAS INICIAIS DO CANAL 2
```

```
!xi=58.7  
!yi=-43.65  
xi2=46  
yi2=-18  
ri2=1
```

```
!COORDENADAS DELTA DO CANAL 2
```

```
x2=xi2-.5  
y2=yi2-.5  
r2=ri2+.1
```

```
!GRADIENTES INICIAIS
```

```
dtdx_1=1  
dtdy_1=1  
dtdr1=1
```

```
!NUMERO MÁXIMO DE ITERAÇÕES ANTES DO LOOP ACABAR
```

```
itmax=150
```

```
!DISTÂNCIA LIMITE DAS ARESTAS DO PERFIL
```

```
dlim=1.0
```

```
!TAMANHO DO ELEMENTO
```

```
msize=1
```

```
!VALOR INICIAL DO CONTADOR J
```

```
j=0
```

!VARIÁVEL DE CONTROLE

tol=1

!TOLERÂNCIA MÁXIMA PERMITIDA

tolallowed=5e-2

!TAMANHO MÁXIMO DO RAIOS

raiolim=2.2

!CONSTANTES DO NUDGE

contx1=0

contx2=0

conty1=0

conty2=0

contr1=0

contr2=0

!IMPORTAÇÃO DE GEOMETRIA E CALC DE AREA INICIAL

/input,areaperfil2.mac

asum

*get,aini,area,,area

!CRIAÇÃO DE NAMED SELECTIONS - PRESSÃO E SUÇÃO

namesel.mac

!CRIAÇÃO DO CÍRCULO INTERNO 1

/prep7

shpp,off

cyl4,xi,yi,ri

!asba,1,2

!CRIAÇÃO DO CÍRCULO INTERNO 2

/prep7

shpp,off

cyl4,xi2,yi2,ri2

asba,1,all

!DEFINIÇÃO DE ELEMENTO

ET,1,PLANE77
mp,kxx,1,52.9e-3 !AÇO

!GERAÇÃO DE MALHA

esize,msize
amesh,all

!PRESCRIÇÃO TEMP CIRCULOS INTERNOS - 300K

tempcanal2.mac

!PRESCRIÇÃO H PRESSÃO E SUCCÃO

inph.mac

!SOLUÇÃO

FINISH
/SOLu
solve

/POST1
plnsol,temp

*get,tmax_0,plnsol,,max

/image,save,temp0,jpg

*dowhile,tol

j=j+1

!!
!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!CICLO DO PRIMEIRO CANAL!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!
!!

*do,i,1,3
/prep7

aclear,all
adele,all,,1

kdele,all

/input,areaperfil2.mac

```
*if,i,eq,1,then
  cyl4,x,yi,ri+dlim
  cyl4,xi2,yi2,ri2
  asba,1,all
  asum
  *get,afin,area,,area
  aexp=aini-3.141592654*(ri+dlim)**2-3.141592654*(ri2)**2
  errx_=sqrt(((aexp-afin)/afin)**2)
  *if,errx_,gt,1e-4,then
    adele,all,,,1
    /input,areaperfil2.mac
    cyl4,xi,yi,ri
    cyl4,xi2,yi2,ri2
  *else
    adele,all,,,1
    /input,areaperfil2.mac
    cyl4,x,yi,ri
    cyl4,xi2,yi2,ri2
  *endif
*elseif,i,eq,2,then
  cyl4,xi,y,ri+dlim
  cyl4,xi2,yi2,ri2
  asba,1,all
  asum
  *get,afin,area,,area
  aexp=aini-3.141592654*(ri+dlim)**2-3.141592654*(ri2)**2
  erry_=sqrt(((aexp-afin)/afin)**2)
  *if,erry_,gt,1e-4,then
    adele,all,,,1
    /input,areaperfil2.mac
    cyl4,xi,yi,ri
    cyl4,xi2,yi2,ri2
  *else
    adele,all,,,1
    /input,areaperfil2.mac
    cyl4,xi,y,ri
    cyl4,xi2,yi2,ri2
  *endif
*elseif,i,eq,3,then
  cyl4,xi,yi,r+dlim
  cyl4,xi2,yi2,ri2
  asba,1,all
  asum
  *get,afin,area,,area
  aexp=aini-3.141592654*(r+dlim)**2-3.141592654*(ri2)**2
```

```

errz=sqrt(((aexp-afin)/afin)**2)
*if,errz,gt,1e-4,then
    adele,all,,1
    /input,areaperfil2.mac
    cyl4,xi,yi,ri
    cyl4,xi2,yi2,ri2
*else
    adele,all,,1
    /input,areaperfil2.mac
    cyl4,xi,yi,r
    cyl4,xi2,yi2,ri2
*endif
*endif
asba,1,all

```

```

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!GERAÇÃO DA MALHA!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

```

```

esize,msize
amesh,all

```

```

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!PRESCRIÇÃO TEMPERATURA DOS CANAIS!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

```

```

tempcanal2.mac

```

```

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!CRIAÇÃO DE NAMED SELECTIONS - PRESSÃO E SUÇÇÃO!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

```

```

namesel.mac

```

```

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!PRESCRIÇÃO H PRESSÃO E SUÇÇÃO!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

```

inph.mac

FINISH

/SOLu

solve

/POST1

plnsol,temp

*if,i,eq,1,then

 *get,tmaxx_%j%,plnsol,,max

*elseif,i,eq,2,then

 *get,tmaxy_%j%,plnsol,,max

*elseif,i,eq,3,then

 *get,tmaxr_%j%,plnsol,,max

*endif

*enddo

!!

!!

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!CICLO DO SEGUNDO!CANAL!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

!!

!!

*do,i,1,3

/prep7

aclear,all

adele,all,,1

kdele,all

/input,areaperfil2.mac

*if,i,eq,1,then

 cyl4,xi,yi,ri

 cyl4,x2,yi2,ri2+dlim

 asba,1,all

 asum

 *get,afin,area,,area

 aexp=aini-3.141592654*(ri)**2-3.141592654*(ri2+dlim)**2

 errx2_=sqrt(((aexp-afin)/afin)**2)

 *if,errx2_,gt,1e-4,then

 adele,all,,1

 /input,areaperfil2.mac

 cyl4,xi,yi,ri

 cyl4,xi2,yi2,ri2

 *else

```

                adele,all,,1
                /input,areaperfil2.mac
                cyl4,xi,yi,ri
                cyl4,x2,yi2,ri2
            *endif
*elseif,i,eq,2,then
    cyl4,xi,yi,ri
    cyl4,xi2,y2,ri2+dlim
    asba,1,all
    asum
    *get,afin,area,,area
    aexp=aini-3.141592654*(ri)**2-3.141592654*(ri2+dlim)**2
    erry2=sqrt(((aexp-afin)/afin)**2)
    *if,erry2_,gt,1e-4,then
        adele,all,,1
        /input,areaperfil2.mac
        cyl4,xi,yi,ri
        cyl4,xi2,yi2,ri2
    *else
        adele,all,,1
        /input,areaperfil2.mac
        cyl4,xi,yi,ri
        cyl4,xi2,y2,ri2
    *endif
*elseif,i,eq,3,then
    cyl4,xi,yi,ri
    cyl4,xi2,yi2,r2+dlim
    asba,1,all
    asum
    *get,afin,area,,area
    aexp=aini-3.141592654*(ri)**2-3.141592654*(r2+dlim)**2
    errz2=sqrt(((aexp-afin)/afin)**2)
    *if,errz2,gt,1e-4,then
        adele,all,,1
        /input,areaperfil2.mac
        cyl4,xi,yi,ri
        cyl4,xi2,yi2,ri2
    *else
        adele,all,,1
        /input,areaperfil2.mac
        cyl4,xi,yi,ri
        cyl4,xi2,yi2,r2
    *endif
*endif
asba,1,all

```

```

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!GERAÇÃO DA MALHA!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

```

!!
!!

esize,msize
amesh,all

!!
!!
!!!!!!!!!!!!PRESCRIÇÃO TEMPERATURA DOS CANAIS!!!!!!!!!!!!
!!
!!

tempcanal2.mac

!!
!!
!!!!!!CRIAÇÃO DE NAMED SELECTIONS - PRESSÃO E SUCCÃO!!!!!!
!!
!!

namesel.mac

!!
!!
!!!!!!PRESCRIÇÃO H PRESSÃO E SUCCÃO!!!!!!
!!
!!

inph.mac

FINISH
/SOLu
solve

/POST1
plnsol,temp

```
*if,i,eq,1,then
    *get,tmaxx_2%j%,plnsol,,max
*elseif,i,eq,2,then
    *get,tmaxy_2%j%,plnsol,,max
*elseif,i,eq,3,then
    *get,tmaxr_2%j%,plnsol,,max
*endif

*enddo
```

```
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!CICLO FINAL!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
```

cycfinal2.mac

```
!deltaTx%j%=(tmaxx_%j%-tmax_%j-1%)
!deltaTy%j%=(tmaxy_%j%-tmax_%j-1%)
!deltaTr%j%=(tmaxr_%j%-tmax_%j-1%)
!deltax%j%=(x-xi)
!deltay%j%=(y-yi)
!deltar%j%=(r-ri)
```

```
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!CALCULO DOS GRADIENTES!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
```

```
!!!!!!!!!!!!CANAL 1!!!!!!!!!!!!
```

```
*if,x-xi,ne,0,then
    dtdx_%j%=(tmaxx_%j%-tmax_%j-1%)/(x-xi)
*else
    dtdx_%j%=0
*endif
*if,y-yi,ne,0,then
    dtdy_%j%=(tmaxy_%j%-tmax_%j-1%)/(y-yi)
*else
    dtdy_%j%=0
*endif
*if,r-ri,ne,0,then
    dtldr_%j%=(tmaxr_%j%-tmax_%j-1%)/(r-ri)
*else
    dtldr_%j%=0
*endif

*if,j>1,then
    *if,dtdx_%j%,eq,0,then
        contx1=contx1+1
        *if,contx1,eq,4,then
            dtdx_%j%=-dtdx2_%nint(j/2)%
            contx1=0
        *endif
    *endif
*endif
```

```

        *if, dtdy_%j%, eq, 0, then
            conty1 = conty1 + 1
            *if, conty1, eq, 4, then
                dtdy_%j% = -dtdy2_%nint(j/2)%
                conty1 = 0
            *endif
        *endif

        *if, dtdr_%j%, eq, 0, then
            contr1 = contr1 + 1
            *if, contr1, eq, 4, and, r, lt, raiolim, then
                dtdr_%j% = -2
                contr1 = 0
            *endif
        *endif
    *endif

!!!!!!!CANAL 2!!!!!!!!!!

    *if, x2-xi2, ne, 0, then
        dtdx2_%j% = (tmaxx_2_%j% - tmax_%j-1%) / (x2-xi2)
    *else
        dtdx2_%j% = 0
    *endif
    *if, y2-yi2, ne, 0, then
        dtdy2_%j% = (tmaxy_2_%j% - tmax_%j-1%) / (y2-yi2)
    *else
        dtdy2_%j% = 0
    *endif
    *if, r2-ri2, ne, 0, then
        dtdr2_%j% = (tmaxr_2_%j% - tmax_%j-1%) / (r2-ri2)
    *else
        dtdr2_%j% = 0
    *endif

    *if, j, gt, 1, then
        *if, dtdx2_%j%, eq, 0, then
            contx2 = contx2 + 1
            *if, contx2, eq, 4, then
                dtdx2_%j% = -dtdx_%nint(j/2)%
                contx2 = 0
            *endif
        *endif

        *if, dtdy2_%j%, eq, 0, then
            conty2 = conty2 + 1
            *if, conty2, eq, 4, then

```



```

        dtdy2_%j%=-dtdy_%nint(j/2)%
        conty2=0
    *endif
*endif

    *if,dtdr2_%j%,eq,0,then
        contr2=contr2+1
        *if,contr2,eq,4,and,r2,lt,raiolim,then
            dtdr2_%j%=-2
            contr2=0
        *endif
    *endif
*endif

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!REDUÇÃO DO ALFA!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

!!!!!!!!!!!!CANAL 1!!!!!!!!!!!!

*if,dtdx_%j%*dtdx_%j-1%,lt,0,and,j,gt,3,then
    *if,dtdy_%j%*dtdy_%j-1%,lt,0,then
        dtdy_%j%=dtdy_%j%/2
        dtdx_%j%=dtdx_%j%/2
    *endif
*endif

!!!!!!!!!!!!CANAL 2!!!!!!!!!!!!

*if,dtdx2_%j%*dtdx2_%j-1%,lt,0,and,j,gt,3,then
    *if,dtdy2_%j%*dtdy2_%j-1%,lt,0,then
        alfax2=alfax2/1.5
        alfay2=alfay2/1.5
        dtdy2_%j%=dtdy2_%j%/2
        dtdx2_%j%=dtdx2_%j%/2
    *endif
*endif

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!ATUALIZAÇÃO DE COORDS!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

!!!!!!!!!!!!CANAL 1!!!!!!!!!!!!

*if,errx_,lt,1e-4,then

```

```

        *if,dtdx_%j%,ne,0,then
            xi=x
        *endif
        x=xi-alfax*dtdx_%j%
    *else
        !y=y+dx
    *endif

    *if,erry_,lt,1e-4,then
        *if,dtdy_%j%,ne,0,then
            yi=y
        *endif
        y=yi-alfay*dtdy_%j%
    *endif

    *if,errz,lt,1e-4,then
        ri=r
        *if,ri,lt,raiolim,then
            r=ri-alfa/15*dtdr_%j%
        *endif
    *endif

    !!!!!!!!CANAL 2!!!!!!!

    *if,errx2_,lt,1e-4,then
        *if,dtdx2_%j%,ne,0,then
            xi2=x2
        *endif
        x2=xi2-alfax2*dtdx2_%j%
    *else
        !y=y+dx
    *endif

    *if,erry2_,lt,1e-4,then
        *if,dtdy2_%j%,ne,0,then
            yi2=y2
        *endif
        y2=yi2-alfay2*dtdy2_%j%
    *endif

    *if,errz2,lt,1e-4,then
        ri2=r2
        *if,ri2,lt,raiolim,then
            r2=ri2-alfa2/15*dtdr2_%j%
        *endif
    *endif

```

```
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!CÁLCULO DO ERRO!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
```

```
erro%j%=abs((tmax_%j%-tmax_%j-5%)/(tmax_%j%))*100
```

```
*if,erro%j%,lt,tolallowed,then
    tol=0
*endif
```

```
*if,j,gt,itmax,then
    tol=0
*endif
```

```
*if,tmax_%j%,eq,tmax_%j-1%,then
    tol=0
*endif
```

```
*enddo
```

```
!Imprimir as variáveis calculadas
/input,printvars2.mac
```

```
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
```

tempcanal2.mac

!PRESCRIÇÃO TEMP CIRCULO INTERNO - 300K

```
lsl,s,,8,11
lsl,a,,4,7
nsl,s,1
D,all,temp,300
```

```
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
```

Cycfinal2.mac

```
/prep7
```

aclear,all
adele,all,,,1

/input,areaperfil2.mac

cyl4,x,y,r
cyl4,x2,y2,r2
asba,1,all

!GERAÇÃO DA MALHA

esize,msize
amesh,all

!PRESCRIÇÃO TEMP CANAL

tempcanal2.mac

!CRIAÇÃO DE NAMED SELECTIONS - PRESSÃO E SUCCÃO

namesel.mac

!PRESCRIÇÃO H PRESSÃO E SUCCÃO

inph.mac

FINISH
/SOLu
solve

/POST1
plnsol,temp

*get,tmax_%j%,plnsol,,max

/image,save,temp%j%,jpg

Printvars2.mac

```
*c fopen, variaveis2.txt
*do, i, 1, j
*vwrite, i, tmax_ %i%
(1F8.3, ", ", 1F8.3)
*enddo
```